



Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels

Mickaël Philippe

► To cite this version:

Mickaël Philippe. Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels. Génie des procédés. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010. Français. NNT : . pastel-00585632

HAL Id: pastel-00585632

<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00585632>

Submitted on 13 Apr 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité « Energétique »

présentée et soutenue publiquement par

Mikael PHILIPPE

le 19 octobre 2010

**Développement et validation expérimentale de modèles
d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux
pour le chauffage de bâtiments résidentiels**

Directeur de thèse : **Dominique MARCHIO**

Jury

M. Jérôme ADNOT, Professeur, CEP, MINES ParisTech
M. Michel BERNIER, Professeur, Génie Mécanique, Ecole Polytechnique de Montréal
M. Jean-Jacques ROUX, Professeur, CETHIL, INSA de Lyon
M. Peter RIEDERER, Docteur, CSTB
M. Hervé LESUEUR, Docteur, BRGM
M. Dominique MARCHIO, Professeur, CEP, MINES ParisTech

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur

MINES ParisTech
Centre Energétique et Procédés
60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06

**T
H
È
S
E**

Remerciements

Ce travail de recherche a été effectué au sein de deux organismes que sont le Centre d’Energétique de l’Ecole des Mines de Paris et le BRGM (Bureau des Recherches Géologiques et Minières).

En tout premier lieu, je tiens à remercier Fabrice Boissier pour m’avoir offert la possibilité d’effectuer cette thèse au sein du département Géothermie du BRGM et d’avoir lancé les premières démarches pour mon embauche à la suite de ma thèse.

Je remercie Hervé Lesueur de m’avoir proposé ce sujet de thèse et d’avoir mis à ma disposition une plate-forme expérimentale conséquente. Par ailleurs, son habileté à apporter des solutions pratiques et efficaces aux problèmes de terrain m’a été d’une grande aide. Merci également d’avoir toujours cru en moi et de m’avoir permis d’effectuer cette thèse dans d’excellentes conditions.

J’adresse un grand merci à mon directeur de thèse, Dominique Marchio qui m’a accueilli avec la plus grande sympathie au sein du Centre d’Energétique. Ses conseils tout au long de ces trois années m’ont été des plus précieux et je le remercie de m’avoir toujours soutenu et rassuré pendant les bonnes périodes comme dans les moments de doute.

Je remercie tout particulièrement Michel Bernier pour le suivi de mon travail tout au long de ces trois années et pour son accueil au sein du laboratoire de Montréal où j’ai eu le plaisir de travailler pendant trois mois avec lui et son équipe de chercheurs. Merci aussi d’avoir accepté d’être rapporteur de ma thèse.

Je remercie Jean-Jacques Roux d’avoir accepté d’être rapporteur de ma thèse ainsi que Jérôme Adnot de m’avoir fait l’honneur de présider mon jury. Je tiens à remercier également Peter Riederer, qui a participé à l’élaboration de mon sujet de thèse et avec qui j’ai eu plaisir à échanger durant ces trois ans.

J’exprime ma gratitude envers trois personnes ayant contribué notablement à ce travail : Pascal Stabat, pour ses conseils avisés et son partage de sa connaissance des systèmes énergétiques et de la thermique du bâtiment ; Simon Lopez, pour son aide précieuse à la mise au point de mon modèle d’échangeur horizontal et enfin Adeline Poux, pour sa relecture attentive de nombreux passages de cette thèse et ses remarques toujours profitables.

Je remercie Vincent Partenay et Eui-Jong Kim, qui ont tous deux préparé une thèse sur des sujets complémentaires pendant la même période et avec qui j’ai eu le plaisir d’échanger.

Pour leur aide à la mise au point de la plate-forme expérimentale et à la préparation de mes expériences, je remercie David Da Silva, Charles Maragna et Alexandre Vrain, ainsi que les différents stagiaires qui sont intervenus sur ce projet durant ces trois années, en particulier Romain Montaigut et Jérémy Gratadoux.

Un grand merci à tous les membres du département Géothermie du BRGM pour leur bonne humeur au quotidien, ainsi qu’à mes responsables hiérarchiques Romain Vernier et Alain Desplan pour m’avoir toujours témoigné leur confiance. Je remercie également l’ensemble des membres du Centre d’Energétique de Paris avec qui j’ai passé ma première année de thèse dans une excellente ambiance à l’Ecole des Mines de Paris.

Je remercie mes parents pour leur soutien indéfectible et pour m’avoir toujours permis d’orienter mes choix vers ce qui me plaisait le plus.

Enfin, un grand merci à tous ceux qui ont fait l’effort de se déplacer à ma soutenance de thèse et qui ne sont pas déjà cités par ailleurs.

Table des matières

Introduction	1
1 Revue de bibliographie	3
1.1 Les sondes verticales	3
1.1.1 Modèles analytiques d'échange thermique dans le sol	4
1.1.1.1 Les différentes approximations géométriques des sondes par les modèles	5
1.1.1.2 Les méthodes de calcul améliorées	11
1.1.2 Modèles d'échange thermique au coeur du forage géothermique	12
1.1.2.1 Modèle empirique de Remund d'échange avec une sonde simple U .	12
1.1.2.2 Modèles théoriques d'échange avec une sonde simple et double U . .	14
1.1.3 Modèles numériques de sondes géothermiques verticales	15
1.1.3.1 Modèle d'Eskilson	16
1.1.3.2 Modèle de Yavuzturk	17
1.1.3.3 Modèle DST d'Hellström	17
1.2 Les échangeurs géothermiques horizontaux	18
1.2.1 Les modèles de conduction pure	19
1.2.1.1 Modèle d'Ingersoll et Plass	19
1.2.1.2 Modèle de Pinel	19
1.2.1.3 Modèle de Claesson et Dunand	21
1.2.1.4 Modèle d'Anciaux et al.	21
1.2.1.5 Modèle d'Esen et al.	21
1.2.2 Modèles couplant les écoulements d'eau aux transferts thermiques	21
1.2.2.1 Modèle de Piechowski	21
1.2.2.2 Modèle de Leong et al.	22
2 Modélisation d'échangeurs verticaux et horizontaux	23
2.1 Du bon usage des modèles de sondes verticales	24
2.2 Développement d'un modèle d'échangeur horizontal	26
2.2.1 Modèle d'échangeur pour sollicitations thermiques de courtes durées	27
2.2.1.1 Calcul de l'échange convectif fluide-paroi	27
2.2.1.2 Calcul de l'échange conductif dans le sol	28
2.2.1.3 Principe de calcul du modèle d'échangeur	30
2.2.2 Modèle d'échangeur horizontal pour sollicitations thermiques du sol sur de longues durées	35
2.2.2.1 Calcul de l'échange convectif fluide-paroi	35
2.2.2.2 Calcul de l'échange conductif dans le sol	36
2.2.2.3 Procédure de calcul	38
2.2.2.4 Premiers résultats du modèle	39
2.2.2.5 Influence des paramètres sur les performances de l'échangeur	41
2.2.2.6 Fonctionnement du modèle en mode puissance imposée	43

3	Mise en oeuvre d'une plate-forme expérimentale	45
3.1	Présentation générale et enjeux scientifiques	45
3.2	Description du dispositif expérimental	47
3.2.1	Echangeurs géothermiques implantés sur la plate-forme	47
3.2.1.1	Echangeurs horizontaux	47
3.2.1.2	Echangeurs verticaux	50
3.2.1.3	Echangeurs géothermiques innovants	53
3.2.2	Dispositif thermodynamique de régulation des puissances thermiques échan- gées avec le sol	53
3.2.3	Mesure du champ de température dans le sol	55
3.2.3.1	Principe de la mesure de température répartie par réflectrométrie	55
3.2.3.2	Matériel de mesure mis en oeuvre	56
3.2.3.3	Instrumentation en fibres optiques de la plate-forme	58
3.2.4	Mesure du profil d'humidité du sol	59
3.3	Calibration des matériels de mesure	60
3.3.1	Etalonnage des capteurs de température	60
3.3.1.1	Les sondes de température Pt100	60
3.3.1.2	Les mesures de température par fibre optique	65
3.3.2	Précision de mesure des débitmètres	67
3.3.2.1	Calcul de l'incertitude théorique de la mesure	67
3.3.2.2	Estimation de l'incertitude de mesure	68
3.3.3	Etalonnage de la sonde d'humidité	68
3.3.3.1	Procédure de calibration	69
3.3.3.2	Obtention de la courbe d'étalonnage	70
4	Validation du modèle d'échangeur horizontal	73
4.1	Quelques expérimentations sur les échangeurs géothermiques horizontaux répertoriées dans la littérature	73
4.2	Validation de l'hypothèse de conduction pure du modèle	74
4.3	Protocole expérimental et obtention des paramètres	75
4.3.1	Détermination des propriétés thermiques du sol	75
4.3.2	Détermination des propriétés physiques du fluide	79
4.3.2.1	Mesure de la teneur volumique en mono-propylène glycol et obten- tion de la masse volumique et de la capacité calorifique du fluide	79
4.3.3	Calcul de la résistance d'échange fluide - paroi extérieure de tuyau	81
4.3.3.1	Résistance de conduction dans le tuyau	81
4.3.3.2	Résistance thermique de convection fluide paroi	81
4.3.3.3	Résistance thermique globale	82
4.4	Essai de validation du modèle d'échangeur horizontal	82
5	Calcul des performances annuelles	87
5.1	Description du système	87
5.2	Modèle de bâtiment et courbes de besoin associées	88
5.2.1	Présentation du bâtiment type	88
5.2.2	Simulation dynamique à l'aide du logiciel TRNSYS	88
5.2.3	Comparaison des résultats de simulation avec ceux obtenus par la méthode des degrés-jours	89
5.3	Modélisation de la pompe à chaleur	91
5.3.1	Modèle simplifié de la pompe à chaleur par corrélation	91
5.3.2	Modèle physique de pompe à chaleur	94
5.3.3	Mise en oeuvre d'une loi d'eau sur la température d'entrée du plancher chauffant	96
5.3.4	Modélisation de la charge partielle	97
5.4	Dimensionnement des échangeurs géothermiques	97

5.4.1	Calcul de la profondeur de la sonde verticale	98
5.4.2	Dimensionnement de l'échangeur horizontal	98
5.5	Performances de la pompe à chaleur à échangeur vertical	99
5.5.1	Modèle de sonde géothermique verticale retenu pour la simulation	99
5.5.1.1	Modélisation de l'échange thermique dans le sous-sol environnant . .	100
5.5.1.2	Modèle de l'échange fluide - paroi du puits géothermique	100
5.5.2	Simulation dynamique du fonctionnement de la pompe à chaleur géothermique	102
5.5.2.1	Mise en oeuvre du principe de superposition temporelle	102
5.5.2.2	Algorithme de simulation de la pompe à chaleur	103
5.5.2.3	Implémentation du modèle détaillé de la pompe à chaleur	105
5.6	Performances de la pompe à chaleur à échangeur horizontal	106
5.6.1	Calcul de la température du sol à la profondeur de l'échangeur	107
5.6.2	Méthode de calcul des performances annuelles	108
5.6.3	Influence de la loi d'eau sur les performances de la pompe à chaleur à échan- geur horizontal	110
Conclusion générale		113
Perspectives		115
A Résolution du problème de la source cylindrique infinie		117
A.1	Approximation numérique des dérivées	117
A.2	Prise en compte des conditions aux limites aux extrémités du domaine maillé	118
A.3	Résolution de l'équation différentielle	119
B Log géologique du forage carotté		121
C Description détaillée de la maison individuelle modélisée		123
C.1	Caractéristiques thermiques des parois	124
C.2	Orientation des ouvertures et répartition par zone thermique	124
C.3	Définition des apports dans chaque zone thermique	124
C.3.1	Apports des personnes occupant l'habitation	124
C.3.2	Apports internes et éclairage	125
C.3.2.1	Sanitaires et salle de bains	125
C.3.2.2	Salon	125
C.3.2.3	Cuisine	125
C.3.2.4	Chambres	126
C.3.2.5	Couloirs	126
C.4	Ventilation	126
C.5	Inertie de l'espace intérieur	126

Table des figures

1.1	Puits géothermique typique avec sonde simple U	3
1.2	Modèle de sonde verticale infinie	5
1.3	Champ de température autour d'une sonde de longueur infinie	6
1.4	Modélisation d'une sonde verticale de longueur finie	7
1.5	Champ de températures autour d'une sonde verticale de 100 m	8
1.6	Isothermes en régime permanent autour d'une sonde de longueur finie de 100 m	9
1.7	Evolution du flux pénétrant dans le sol en surface en fonction du rayon en régime permanent	10
1.8	Modélisation de la sonde géothermique par une source cylindrique de longueur infinie	10
1.9	Section du trou foré équipé d'un tube en U	13
1.10	Réseau résistif traduisant l'échange thermique fluide - sol en paroi de forage	14
1.11	Réseau résistif traduisant l'échange thermique fluide - sol pour un échangeur double U	15
1.12	Fonctions g d'Eskilson pour un champ de 2×3 puits	16
1.13	Profil de température d'un sol non perturbé à différentes périodes de l'année sur une profondeur de 50 m	18
1.14	Modélisation de l'échange thermique autour d'un échangeur horizontal à un seul tube	19
1.15	Température du sol au cours de l'année à différentes profondeurs	20
1.16	Modélisation de l'échange thermique autour d'un échangeur horizontal à 3 tubes	20
2.1	Domaine temporel de validité des 3 modèles analytiques	24
2.2	Exemple d'utilisation du graphe donnant les domaines de validité des trois modèles analytiques de sondes pour un écart toléré de 2%	25
2.3	Géométrie de l'échangeur horizontal de la plate-forme d'essais du BRGM	26
2.4	Discretisation du tuyau de l'échangeur géothermique	28
2.5	Calcul de la température adimensionnée \tilde{T} autour d'un cylindre dans un milieu infini avec condition de Newton à la paroi (Calcul par différence finies et corrélation de Baudoin)	30
2.6	Application du principe de superposition temporelle pour le calcul de la température de paroi à l'instant $n\Delta t$	32
2.7	Algorithme de calcul du modèle d'échangeur horizontal pour les courtes durées	33
2.8	Température du fluide T_{fl} et de paroi extérieure du tuyau T_p à différents instants suite à un échelon à $30^\circ C$ à l'entrée de l'échangeur (sol initialement à $10^\circ C$)	34
2.9	Températures du fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur géothermique $T_{fl,in}$ et $T_{fl,out}$ (abscisse = 100 m)	34
2.10	Géométrie simplifiée de l'échangeur horizontal	36
2.11	Vue de 3 tuyaux et de leur tuyaux images sur une tranche d'épaisseur Δx	36
2.12	Algorithme de calcul du modèle d'échangeur horizontal pour les longues durées	38
2.13	Température du fluide T_{fl} et à la paroi extérieure du tuyau T_p à différents instants sur un essai de 100 h suite à un échelon à $30^\circ C$ à l'entrée de l'échangeur (sol initialement à $10^\circ C$)	40
2.14	Flux linéique échangé avec le sol à la paroi du tuyau au cours du même essai de 100 h à différents instants	40

2.15	Température en sortie d'échangeur en fonction du temps après un échelon de température à $30^{\circ}C$	41
2.16	Température en sortie d'échangeur en fonction du temps pour différentes valeurs de conductivité thermique du sol suite à un échelon de température à $30^{\circ}C$	42
2.17	Températures en entrée et sortie de sol en fonction du temps calculées par le modèle lors d'une sollicitation de l'échangeur de type "puissance imposée" ($P_{imp} = 2000 W$) .	43
2.18	Température en paroi d'échangeur en fonction de l'abscisse curviligne du tuyau à différents instants lors d'une sollicitation de l'échangeur de type "puissance imposée" ($P_{imp} = 2000 W$)	44
3.1	Vue d'ensemble de la plate-forme Géothermie	45
3.2	Implantation des différents échangeurs géothermiques	46
3.3	Echangeurs géothermiques de référence	47
3.4	Visualisation des 4 secteurs d'échangeurs géothermiques horizontaux	48
3.5	Equipement en tuyaux caloporteurs du secteur "parking ensoleillé"	49
3.6	Schématisation de l'implantation des 8 boucles d'échangeurs souterrains et désignation des deux régulations associées	49
3.7	Collecteurs de raccordement des tuyaux des échangeurs horizontaux	50
3.8	Opération de forage au coeur du bosquet de la plate-forme expérimentale	50
3.9	Implantation des sondes géothermiques et des piézomètres	51
3.10	Vue de la sonde coaxiale de 50 m lors de sa mise en place sur la plate-forme	52
3.11	Mise en place des écarteurs de tubes sur la sonde coaxiale	52
3.12	Fenêtre de commande et de contrôle de la régulation thermodynamique de la plate-forme	54
3.13	Machinerie thermodynamique de régulation des échangeurs géothermiques	55
3.14	Phénomènes de diffusion dans la fibre optique	56
3.15	Topologie du dispositif de mesure de température par fibres optiques mis en place sur la plate-forme	57
3.16	Vue de l'intérieur du chalet métrologie : à gauche, l'appareil de mesure, au centre, le four thermostaté et à droite, les boîtiers de soudure des fibres optiques	57
3.17	Disposition des fibres optiques autour des échangeurs horizontaux	58
3.18	Mise en place des fibres optiques à 1.5 m de profondeur	58
3.19	Vue du pied de la sonde coaxiale équipée de sa fibre optique de mesure	59
3.20	Mesure du profil d'humidité du sol à l'aide de la sonde capacitive sur le secteur "pelouse ombragée"	60
3.21	Chaîne de mesure de la température par les sondes Pt100	61
3.22	Montage expérimental d'étalonnage des sondes de température Pt100	63
3.23	Calcul des nouveaux coefficients m_{calc} et p_{calc} de calibration des mesures de température (ici $m_{calc} = 13.54^{\circ}C/V$ et $p_{calc} = -36.19^{\circ}C$)	64
3.24	Numérotation des différentes portions de fibres optiques en vue de dessus de la zone des échangeurs horizontaux	65
3.25	Signal brut de température mesurée par fibre optique sur la voie consacrée au sol environnant l'échangeur géothermique du secteur pelouse	66
3.26	Signal de température mesurée par fibre optique sur la voie du secteur pelouse après calibration	67
3.27	Prélèvement d'un échantillon de sol sur le terrain des échangeurs géothermiques horizontaux	69
3.28	Echantillons de sol prélevés lors des mesures à des teneurs en eau de 2, 4, 6, 8, 10 et 12 %	69
3.29	Mise en place du sol sur les étagères de l'étuve et mesure de fréquence sur l'échantillon de sol	70
3.30	Courbe d'étalonnage de la sonde d'humidité pour le sol des échangeurs géothermiques horizontaux de la plate-forme d'essais	71

4.1	Relevés hebdomadaires d'humidité dans le sous-sol environnant l'échangeur géothermique testé (relevés effectués sans perturbation du sol par l'échangeur géothermique)	74
4.2	Echantillons de sable de la plate-forme expérimentale conditionnés à différentes teneurs en eau avant mesure des propriétés thermiques	76
4.3	Mesure des propriétés thermiques d'un échantillon de sol de la plate-forme expérimentale	76
4.4	Conductivités et diffusivités thermiques d'échantillons de sol mesurées et corrélations associées	78
4.5	Profil d'humidité dans le sol environnant l'échangeur géothermique testé au lancement de l'essai le 25 février 2010	79
4.6	Mesure de la masse volumique du mélange par pesée du pycnomètre rempli de fluide	80
4.7	Mesure du débit dans l'échangeur horizontal au cours de l'essai	83
4.8	Température de fluide mesurée en entrée et sortie d'échangeur lors de l'essai et température de sortie calculée par le modèle	84
4.9	Température mesurée et calculée par le modèle dans le sol le long du tuyau à 0.5 <i>cm</i> de sa paroi	85
4.10	Température mesurée et calculée par le modèle dans le sol le long du tuyau à 1 <i>cm</i> de sa paroi	85
4.11	Positionnement du câble optique de mesure de température le long du tuyau de l'échangeur horizontal	86
5.1	Chauffage d'une maison individuelle par pompe à chaleur géothermique avec sonde verticale	88
5.2	Besoins de chauffage de la maison type située à Orléans heure par heure au cours d'une année complète	89
5.3	Besoins de chauffage moyens hebdomadaires en fonction de la température extérieure	90
5.4	Points de fonctionnement de la pompe à chaleur Auréa 2-30 (données CIAT)	91
5.5	Puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur en fonction de la température de sortie d'échangeur géothermique (température d'entrée évaporateur) à température de départ eau chaude constante à 35 ° <i>C</i>	92
5.6	Coefficient de performance de la pompe à chaleur en fonction de la température de sortie de la sonde géothermique	93
5.7	Coefficient de performance de la pompe à chaleur calculé par le modèle pour différentes températures de sortie condenseur et points de COP réels	95
5.8	Puissance calorifique de la pompe à chaleur calculée par le modèle pour différentes températures de sortie condenseur et points de P_c réels	96
5.9	Loi d'eau sur la température de sortie condenseur en fonction de la température de l'air extérieur	97
5.10	Géométrie d'un des 4 secteurs d'échangeurs horizontaux connectés en parallèle à l'échangeur de la source froide de la pompe à chaleur	99
5.11	Sonde géothermique modélisée	100
5.12	Réseau résistif modélisant l'échange thermique au sein du puits géothermique	101
5.13	Superposition temporelle sur n intervalles de temps	102
5.14	Algorithme de simulation annuelle de la pompe à chaleur géothermique	104
5.15	Température en sortie de sonde géothermique au cours de l'année avec circuit d'émission à température d'injection constante (35 ° <i>C</i>) ou variable suivant une loi d'eau (cf Equation 5.13)	105
5.16	Température calculée à 1 <i>m</i> de profondeur dans un climat orléanais avec un sol d'une diffusivité thermique de 0.9 <i>mm</i> ² / <i>s</i>	107
5.17	Algorithme de simulation annuelle de la pompe à chaleur à échangeur horizontal	109
5.18	Température du fluide en sortie d'échangeur horizontal au cours de l'année avec et sans loi d'eau sur la température de sortie du condenseur	110

A.1	Réponse indicielle en température adimensionnée du sol autour d'un cylindre infini avec condition de Newton à la paroi	119
B.1	Log du forage carotté de 100 <i>m</i> sur les 31 premiers mètres	121
B.2	Log du forage carotté de 100 <i>m</i> de 31 à 100 <i>m</i>	122
C.1	Plan de la maison délimitant les différentes zones thermiques	123
C.2	Profil d'occupation de la maison	125
C.3	Apports internes et éclairage dans le salon par rapport au maximum	125
C.4	Profil d'éclairage de la cuisine par rapport au maximum	126
C.5	Profil d'apports internes dans la cuisine par rapport au maximum	126
C.6	Apports internes et éclairage dans les chambres par rapport au maximum	126

Liste des tableaux

1.1	Valeurs de β_0 et β_1 pour le calcul du facteur de forme S_b	13
2.1	Domaine d'utilisation de la solution de la source linéique infinie pour différentes tolérances	26
2.2	Paramètres du modèle d'échangeur horizontal	31
2.3	Caractéristiques géométriques de l'échangeur horizontal modélisé	39
3.1	Caractéristiques des tuyaux des échangeurs horizontaux	48
3.2	Caractéristiques des forages verticaux	53
3.3	Mesures de température pour la calibration des 17 sondes de la plate-forme expérimentale	64
3.4	Mesures de débit affichées sur l'écran du débitmètre et données par l'automate pour un circuit d'échangeur horizontal et un circuit d'échangeur vertical	68
3.5	Points de mesure pour la calibration de la sonde d'humidité	70
4.1	Paramètres du modèle d'échangeur horizontal moyen terme	75
4.2	Mesures de propriétés thermiques d'échantillons de sol de la plate-forme expérimentale	77
4.3	Valeurs des paramètres du modèle d'échangeur horizontal pour l'essai de validation	82
5.1	Ratios de puissances spécifiques extraits de la VDI 4640 [64] pour sondes verticales (valables pour des puissances inférieures à 30 kW)	98

Nomenclature

a	diffusivité thermique (celle du sol quand elle n'est pas indiquée) (m^2/s)
B	espacement entre les forages géothermiques d'un champ de capteurs (m)
C_p	capacité calorifique massique ($J/(kg \cdot K)$)
COP	coefficient de performance de la pompe à chaleur
D_H	diamètre hydraulique
d	profondeur d'enfouissement de l'échangeur horizontal
d_{t-t}	distance entre tuyaux parallèles de l'échangeur horizontal
Fo	nombre de Fourier $Fo = \frac{at}{r_b^2}$
H	profondeur du forage géothermique (m)
h	coefficient d'échange thermique ($W/(m^2 \cdot K)$)
J, K, Y	fonctions de Bessel
L_{tu}	longueur de tuyau d'échangeur horizontal (m)
$L_{tu,d}$	longueur d'une section droite de tuyau d'échangeur horizontal (m)
L_U	distance entre les deux tubes d'un échangeur géothermique en U (m)
\dot{m}	débit massique (kg/s)
Nu	nombre de Nusselt
$nbtu_{par}$	nombre de sections droites de tuyaux parallèles
p	rayon adimensionné ($p = \frac{r}{r_b}$)
P_a	puissance absorbée compresseur de la pompe à chaleur
P_c	puissance calorifique de la pompe à chaleur
P_f	puissance frigorifique de la pompe à chaleur
Pr	nombre de Prandtl
Q	énergie thermique (Wh)
q	puissance thermique (W)
q'	puissance thermique linéique (W/m)
q''	flux thermique surfacique (W/m^2)
Re	nombre de Reynolds
r	coordonnée radiale (m)
\tilde{r}	rayon adimensionné ($\tilde{r} = \frac{r}{r_{tu,e}}$)
R	résistance thermique linéique ($(m \cdot K)/W$)
R_g	résistance thermique linéique entre paroi de forage et paroi extérieure de tuyau (mK/W)
R_p	résistance thermique linéique entre la paroi intérieure et extérieure de tuyau (mK/W)
S	section intérieure de tuyau ($S = \pi r_{tu,i}^2$)
t	temps (s)
S_g	facteur de forme de Remund
T	température (K)
T_{fl}^e	température d'un échelon (K)
T_0	température du sol non perturbé (K)
\tilde{T}	température adimensionnée ($\tilde{T} = \frac{T-T_0}{T_{fl}^e-T_0}$)
\dot{V}	débit volumique (m^3/s)
z	profondeur par rapport à la surface du sol (m)

Lettres grecques

λ	conductivité thermique (celle du sol quand elle n'est pas indiquée) ($W/(m \cdot K)$)
ν	coefficient de viscosité cinématique (m^2/s)
ρ	masse volumique (kg/m^3)
τ_{PAC}	taux de charge de la pompe à chaleur

Indices

<i>air</i>	air ambiant
<i>amp</i>	amplitude
<i>b</i>	à la paroi du forage géothermique
<i>ch</i>	pour le chauffage du bâtiment
<i>coulis</i>	coulis de ciment du forage géothermique
<i>e</i>	entrée d'échangeur géothermique
<i>es</i>	entrée de sonde géothermique
<i>ech,e</i>	échangeur extérieur de la pompe à chaleur
<i>ech,i</i>	échangeur intérieur de la pompe à chaleur
<i>ext</i>	air extérieur
<i>fl</i>	fluide caloporteur
<i>glob</i>	global
<i>m</i>	moyen
<i>nom</i>	nominal
<i>p</i>	à l'interface tuyau-sol
<i>pc</i>	pleine charge
<i>PE</i>	polyéthylène
<i>s</i>	sortie d'échangeur géothermique
<i>S</i>	à la surface du sol
<i>SCI</i>	modèle de source cylindrique infinie
<i>sg</i>	sonde géothermique
<i>SLF</i>	modèle de source linéique finie
<i>SLI</i>	modèle de source linéique infinie
<i>sol</i>	sol souterrain
<i>s cond</i>	sortie condenseur
<i>ss</i>	sortie de sonde géothermique
<i>tu,e</i>	à la paroi extérieure du tuyau
<i>tu,i</i>	à la paroi intérieure du tuyau

Introduction

Suite au réchauffement annoncé du climat et à l'épuisement des ressources naturelles, les pouvoirs publics se mobilisent et fixent des objectifs ambitieux, que ce soit le paquet Energie-Climat au niveau européen (règles des trois 20 à l'horizon 2020 : réduction de 20% des consommations finales d'énergie, objectif de 20% d'énergie renouvelable et diminution de 20% des émissions de gaz à effet de serre dans l'atmosphère) ou les mesures du Grenelle de l'Environnement au niveau français.

En France, l'objectif est d'atteindre 23% d'énergie renouvelable dans le mix énergétique d'ici 2020. Cet objectif a été décliné pour les différentes filières d'énergie renouvelable et représente pour la géothermie une augmentation d'un facteur 10 pour la production d'électricité et d'un facteur 6 pour la production de chaleur. La production de chaleur géothermique comprend à la fois l'utilisation directe de la chaleur du sous-sol au travers de réseaux de chaleur que l'usage de pompes à chaleur pour le chauffage de bâtiments résidentiels ou tertiaires. Pour atteindre ces objectifs, le plan de développement des énergies renouvelables à haute qualité environnementale du Grenelle de l'Environnement a ainsi fixé un objectif pour les pompes à chaleur géothermiques individuelles d'une production supplémentaire de 550 *ktep* à l'horizon 2020.

Afin de favoriser le déploiement de pompes à chaleur géothermiques tout en garantissant la performance énergétique et durable de ces systèmes, il apparaît essentiel d'améliorer les règles de dimensionnement jusqu'alors assez approximatives de ces systèmes et de préciser les performances énergétiques annuelles attendues.

Les travaux menés au cours de cette thèse se concentrent sur le chauffage de bâtiments résidentiels (maisons individuelles ou petit collectif) par pompe à chaleur géothermique. Les échangeurs géothermiques les plus utilisés actuellement sont les sondes verticales et les échangeurs horizontaux. Cette étude se concentre donc sur ces deux types d'échangeur. Une recharge thermique du sol (par capteurs solaires ou utilisation d'une pompe à chaleur réversible par exemple) n'est pas envisagée dans cette étude, celle-ci étant focalisée sur la recharge naturelle du sol autour de l'échangeur.

Les échangeurs géothermiques horizontaux sont une spécificité française, ceux-ci étant effectivement beaucoup moins utilisés en Europe et encore moins aux Etats-Unis où l'usage des échangeurs verticaux ou compacts est privilégié [41, 59]. De ce fait, peu d'études sont répertoriées en bibliographie sur ce sujet. Cette thèse sera tout particulièrement consacrée à l'amélioration de la connaissance du fonctionnement de ce type d'échangeur. L'objectif principal consiste alors à caractériser et modéliser le fonctionnement de ces échangeurs et à proposer un modèle de calcul des performances énergétiques annuelles de pompes à chaleur géothermiques.

Cette thèse doit donc répondre aux objectifs intermédiaires suivants :

- Proposer des modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux susceptibles d'être couplés à des modèles de pompes à chaleur et permettant ainsi des calculs de performances de pompes à chaleur géothermiques.
- Valider expérimentalement les nouveaux modèles d'échangeurs géothermiques proposés. Une plate-forme d'essais a été mise en place à cet effet sur le site du BRGM à Orléans.
- Donner une méthode de calcul dynamique permettant d'obtenir les performances d'une pompe à chaleur géothermique heure par heure au cours d'une année de fonctionnement. Cette méthodologie permettra de comparer les performances respectives d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels.

Le premier chapitre de cette thèse constitue une revue bibliographique des modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux existants. Cet état de l'art permet d'identifier les limites d'application des différents modèles et leurs carences. Les modèles les plus pertinents vis à vis des objectifs fixés sont testés et leurs spécificités sont mises en évidence.

Dans le deuxième chapitre, des modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux adaptés aux sollicitations thermiques du sol par une pompe à chaleur sont proposés. La revue de bibliographie n'ayant pas permis de mettre en évidence un modèle d'échangeur horizontal pour la simulation de pompes à chaleur, un nouveau modèle d'échangeur horizontal est développé. Les domaines respectifs de validité de ces modèles d'échangeurs géothermiques sont ensuite précisés afin de les utiliser à bon escient lors d'un couplage à un modèle de pompe à chaleur.

Le chapitre 3 est dédié à la présentation de la plate-forme expérimentale du BRGM et à la mise en fonctionnement de celle-ci. Après la mise en place des échangeurs géothermiques et de la machinerie thermodynamique, les différents dispositifs de mesure ont été testés et étalonnés, en particulier une méthode innovante de mesure de température par fibre optique. La plate-forme d'essais est ainsi opérationnelle pour tester les différents échangeurs géothermiques installés.

Un essai de validation expérimentale du modèle d'échangeur horizontal nouvellement développé dans le chapitre 2 est présenté au chapitre 4. Les paramètres du modèle sont déterminés lors de l'essai. Les résultats expérimentaux sont alors comparés à ceux donnés par le modèle.

Enfin, le dernier chapitre expose une méthode de calcul des performances annuelles de pompes à chaleur géothermiques. Un exemple d'utilisation de cette méthode pour un bâtiment type modélisé est donné. Les performances énergétiques annuelles sont alors comparées suivant le type d'échangeur choisi.

Chapitre 1

Revue de bibliographie des modèles d'échangeurs géothermiques

Ce premier chapitre vise à proposer un état de l'art des modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux. Après une présentation du contexte spécifique caractérisant ces deux types d'échangeurs, les particularités et les limites des différents modèles de ces échangeurs seront précisées. On pourra alors identifier parmi ces modèles ceux susceptibles d'être couplés à des modèles de pompes à chaleur afin d'envisager des simulations dynamiques de pompes à chaleur géothermiques.

1.1 Les sondes verticales

Une sonde géothermique verticale typique est présentée en Figure 1.1. Elle est constituée d'un tube en U en polyéthylène disposé dans un puits de profondeur H et de rayon r_b rempli d'un coulis de bentonite à haute conductivité thermique. Le fluide pénètre dans la sonde à la température $T_{fl,es}$ et en ressort à la température $T_{fl,ss}$.

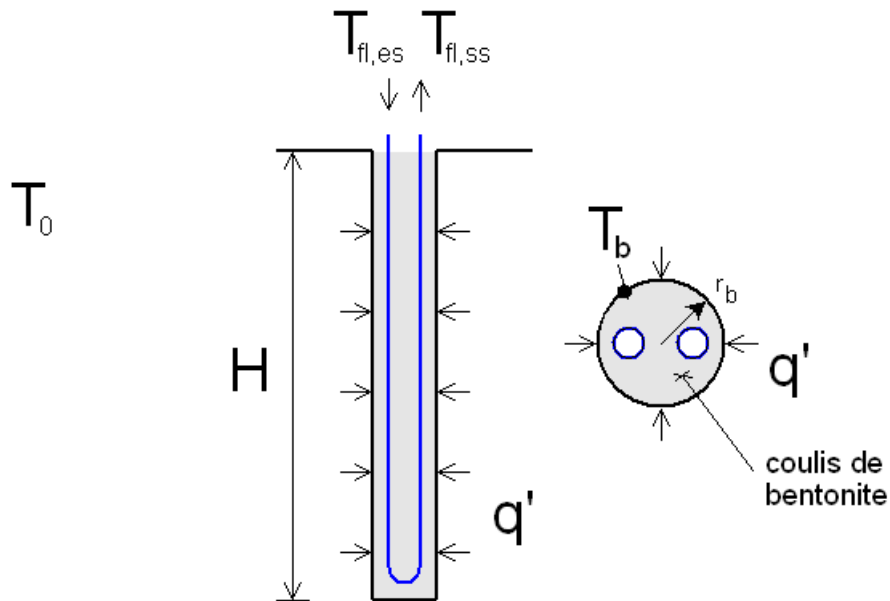


FIGURE 1.1 – Puits géothermique typique avec sonde simple U

Pour modéliser l'échangeur géothermique dans son fonctionnement avec une pompe à chaleur, le modèle de sonde doit être capable de nous fournir la température de l'eau en sortie d'échangeur à tout moment de l'année, la puissance à soutirer au sol étant connue par l'intermédiaire de la pompe à chaleur. L'échange thermique au sein de la sonde géothermique est traité de différentes manières dans la littérature. En effet, il existe des modèles analytiques d'échange thermique dans le sol, des modèles empiriques d'échange au coeur du forage géothermique ainsi que divers modèles numériques. Nous allons passer en revue ces différentes méthodes afin de déterminer lesquelles répondent au mieux à nos objectifs.

1.1.1 Modèles analytiques d'échange thermique dans le sol

Afin d'obtenir une expression analytique du champ de température dans le sol, il est posé comme hypothèse de tous les modèles analytiques que la conduction dans le sol est le transfert thermique prépondérant et que les autres modes de transfert sont négligeables devant celui-ci. En particulier la perte de chaleur par advection en présence d'une nappe aquifère ne peut pas être prise en compte par ces modèles. Dans de tels cas de figures, il sera nécessaire de mettre en oeuvre des modèles numériques plus complets. La solution analytique recherchée est donc la solution de l'équation de la chaleur en régime transitoire sans terme source :

$$\Delta T = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

Pour résoudre cette équation différentielle, deux conditions doivent être définies : La première condition consiste à considérer que le milieu est radialement infini, la température du milieu T est alors connue lorsque le rayon tend vers l'infini.

La seconde condition est une condition à la paroi du trou foré, il existe trois conditions classiques :

- **Condition de Fourier** : On écrit que le flux traversant la paroi est proportionnel à l'écart de température entre la température du fluide et la température de paroi du trou foré :

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_b} = h_{glob}(T_{fl,m,sg} - T_b) \quad (1.2)$$

- **Condition de Dirichlet** : La température est imposée à la paroi du puits et est considérée égale à la température du fluide.

$$T_b = T_{fl,m,sg} \quad (1.3)$$

- **Condition de Neumann** : La puissance échangée entre le puits et le sol est imposée, de manière indépendante du niveau de température du fluide dans l'échangeur.

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_b} = \frac{q'_{sg}}{2\pi r_b} \quad (1.4)$$

La condition de Fourier correspond au cas où l'on connaît la température du fluide dans l'échangeur et le coefficient d'échange eau - paroi du trou foré, c'est la condition qui s'approche le plus de la réalité physique.

La condition de Dirichlet est en fait un cas particulier de la condition de Fourier où le coefficient d'échange thermique tend vers l'infini, ce qui implique une température de paroi égale à la température du fluide.

La condition de Neumann est intéressante pour simuler le fonctionnement d'une sonde couplée à une pompe à chaleur qui impose une puissance thermique à prélever au sol.

Les différents modèles de sonde analysés dans cette revue bibliographique ont été développés en appliquant la condition de Neumann. Cependant les mêmes méthodes seraient également applicables pour les conditions de Dirichlet et Fourier.

1.1.1.1 Les différentes approximations géométriques des sondes par les modèles

Modèle de la source linéique infinie

Ce modèle est historiquement le premier modèle de sonde géothermique. C'est le modèle le plus simplifié puisqu'il s'agit uniquement d'une ligne source infinie dans un milieu infini, la ligne infinie représentant ici la sonde et le milieu infini le sol. Ce modèle a été utilisé dès 1948 par Ingersoll et Plass [33] à partir des résultats de Lord Kelvin. La représentation du problème selon ce modèle est explicitée en Figure 1.2. Le problème est invariant suivant l'axe de la sonde (suppose que la profondeur du puits géothermique est suffisamment importante) et par rotation suivant ce même axe. L'équation de la chaleur et ses conditions aux limites en coordonnées cylindriques s'écrivent alors de la manière simplifiée suivante :

$$\begin{cases} a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r \rightarrow \infty, t) = T_0 \\ T(r, t = 0) = T_0 \\ q'(r \rightarrow 0, t) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \cdot 2\pi r \Big|_{r \rightarrow 0} = q'_{sg} \end{cases} \quad (1.5)$$

$a = \frac{\lambda}{\rho c}$ est la diffusivité thermique du sol.

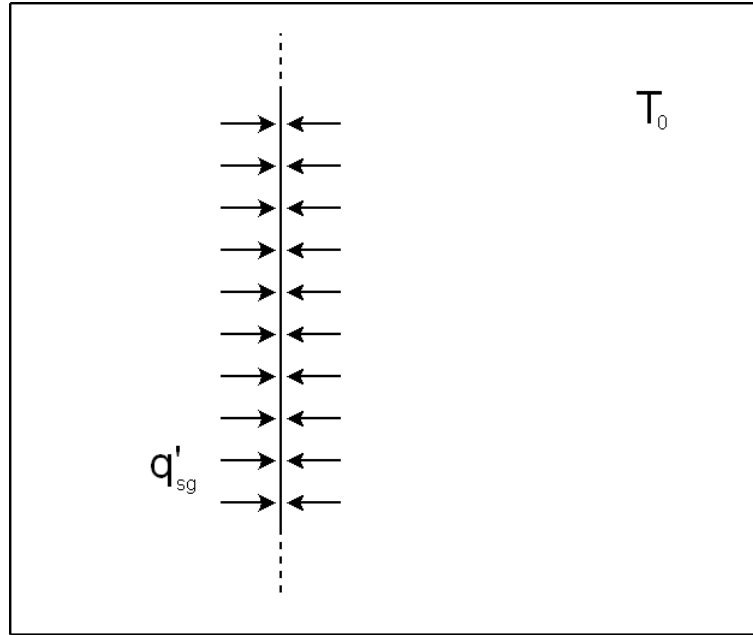


FIGURE 1.2 – Modèle de sonde verticale infinie

Ingersoll et Plass [33] établissent alors que le champ de température dans le sol au voisinage de la sonde est donné par l'expression :

$$T\left(\frac{r}{2\sqrt{at}}\right) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{2\pi\lambda} \int_{\frac{r}{2\sqrt{at}}}^{\infty} \frac{\exp(-\beta^2)}{\beta} d\beta \quad (1.6)$$

Cette méthode analytique permet d'accéder au champ de température en tout point du sol autour de la sonde et d'obtenir son évolution en fonction du temps. A titre d'exemple, nous avons calculé le profil de température en fonction du rayon donné par cette solution avec une puissance linéique constante de 50 W/m pendant 6 mois (cf Figure 1.3).

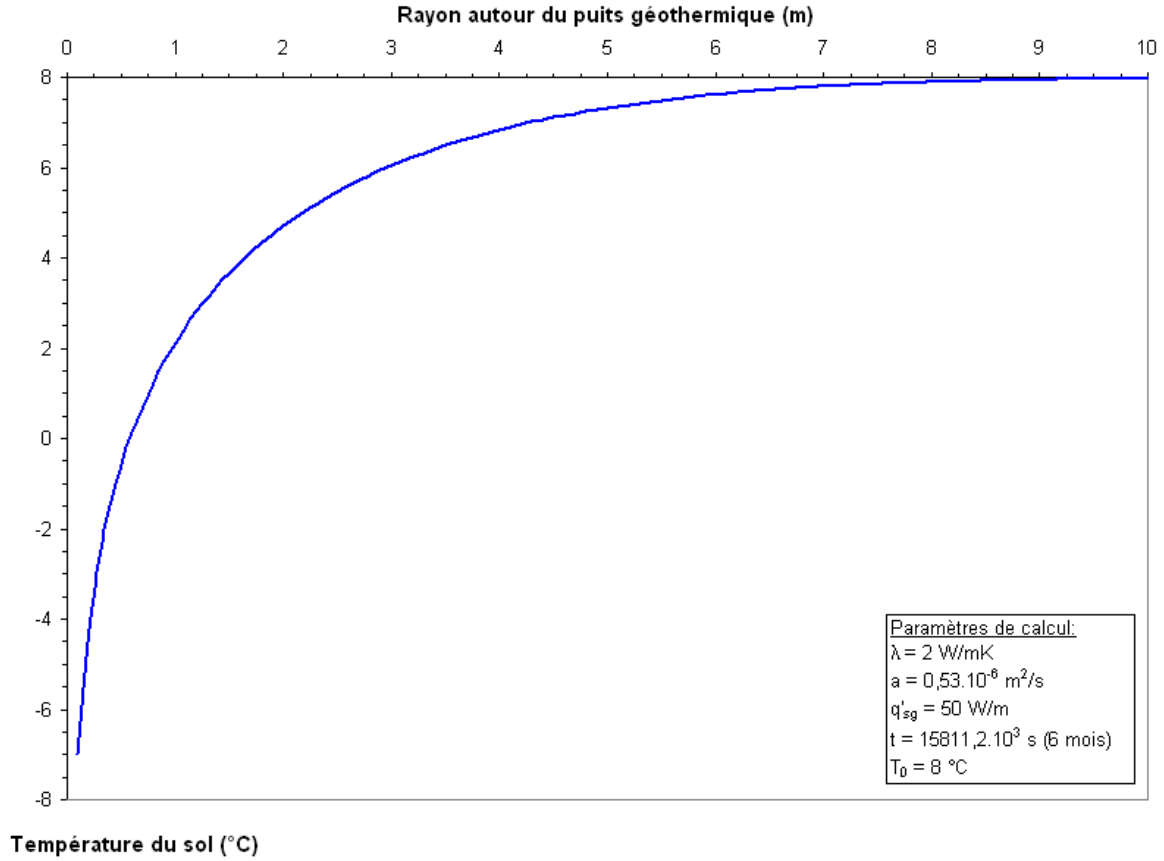


FIGURE 1.3 – Champ de température autour d’une sonde de longueur infinie

Cette méthode d’une grande simplicité a d’importantes limites d’applicabilité :

L’approximation de la sonde par une ligne d’épaisseur nulle est valable à partir d’une valeur minimale de nombre de Fourier $Fo = \frac{at}{r_b^2}$, r_b étant le rayon du trou foré. Plusieurs valeurs minimales de Fo sont données dans la littérature : $Fo > 20$ [34] ou bien $Fo > 5$ [46]. Pour un forage géothermique de rayon 5 cm et en prenant une valeur standard de diffusivité thermique du sol ($a = 0.52 \text{ mm}^2/\text{s}$), on obtient avec le critère d’Ingersoll un temps minimal à respecter pour la validité du calcul de 27 heures environ. Ce modèle n’est donc pas utilisable dans le cadre de simulations horaires où des puissances thermiques de valeurs différentes sont prélevées au sol à chaque heure de fonctionnement.

De la même manière, la longueur infinie de la sonde impose des limites d’applicabilité. En effet, ce modèle n’admet pas de régime permanent et le sol se décharge de plus en plus au fil du temps. Eskilson [23] indique que ce modèle reste valable tant que le temps de l’expérience ne dépasse pas $t = \frac{H^2}{90a}$. Ceci correspond pour une sonde de 100 m à une durée de l’ordre de 7 ans (calcul effectué avec des valeurs classiques de diffusivité thermique et de conductivité thermique de sol ($a = 0.52 \text{ mm}^2/\text{s}$ et $\lambda = 2 \text{ W/mK}$)).

En conclusion, ce modèle ne sera pas utilisé pour nos simulations en raisons de ces imprécisions mais pourra nous permettre de vérifier le bon fonctionnement de modèles plus élaborés.

Modèle de la source linéique finie

Eskilson a développé dans sa thèse un modèle analytique de sonde de longueur finie. Ce modèle est schématisé en Figure 1.4. La solution du champ de température autour d'une ligne source est obtenue par intégration de la solution du champ de température autour d'un point source sur la longueur du forage. D'autre part, Eskilson introduit dans son modèle une ligne puits symétriquement à la ligne source par rapport à la surface du sol avec une puissance linéique opposée. Cette ligne puits permet d'imposer une condition de température constante à la surface du sol. Eskilson considère dans sa thèse qu'il s'agit d'une bonne approximation de considérer la température de surface du sol constante. Il justifie cette approximation par le fait que la profondeur de pénétration des variations de température saisonnières est de quelques mètres tandis que la longueur typique d'une sonde géothermique est de l'ordre de 100 m. Nous ajouterons que nous supposons aussi un dimensionnement adéquat qui n'épuise pas la chaleur du sol en surface (proximité d'autres puits par exemple).

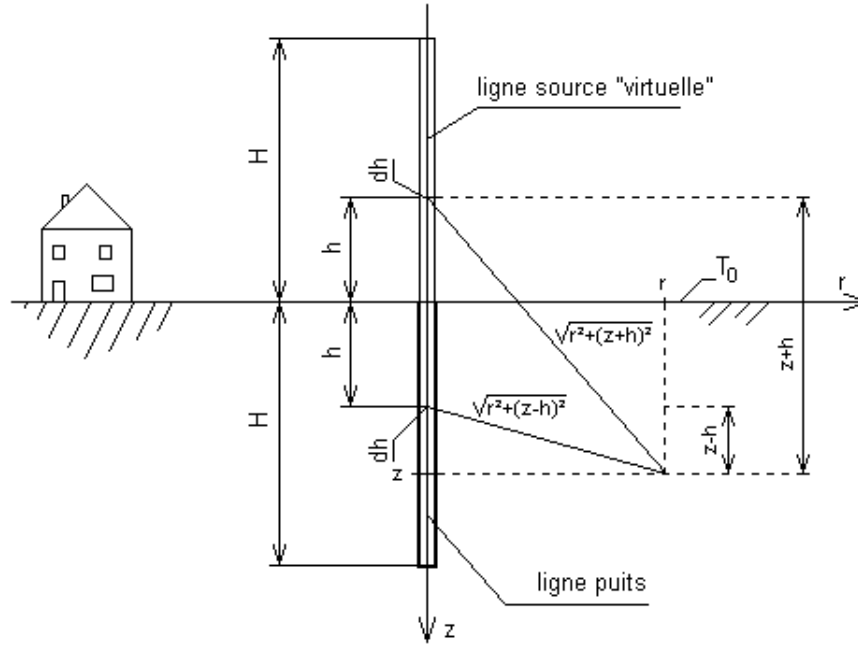


FIGURE 1.4 – Modélisation d'une sonde verticale de longueur finie

Le champ de température autour d'un point source est obtenu par résolution de l'équation de la chaleur en coordonnées sphériques, ce qui donne :

$$T(r, t) - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda r} \operatorname{erfc} \left(\frac{r}{2\sqrt{at}} \right) \quad (1.7)$$

Par intégration le long de la ligne source et de la ligne puits, Eskilson obtient finalement l'expression suivante du champ de température dans le sol autour de la sonde :

$$T(r, z, t) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{4\pi\lambda} \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc} \left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{at}} \right)}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left(\frac{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{at}} \right)}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right] dh \quad (1.8)$$

En prélevant une puissance linéique de 50 W/m au sol, on obtient pour une sonde de 100 m le champ de température en fonction de la profondeur pour différents rayons représenté en Figure 1.5.

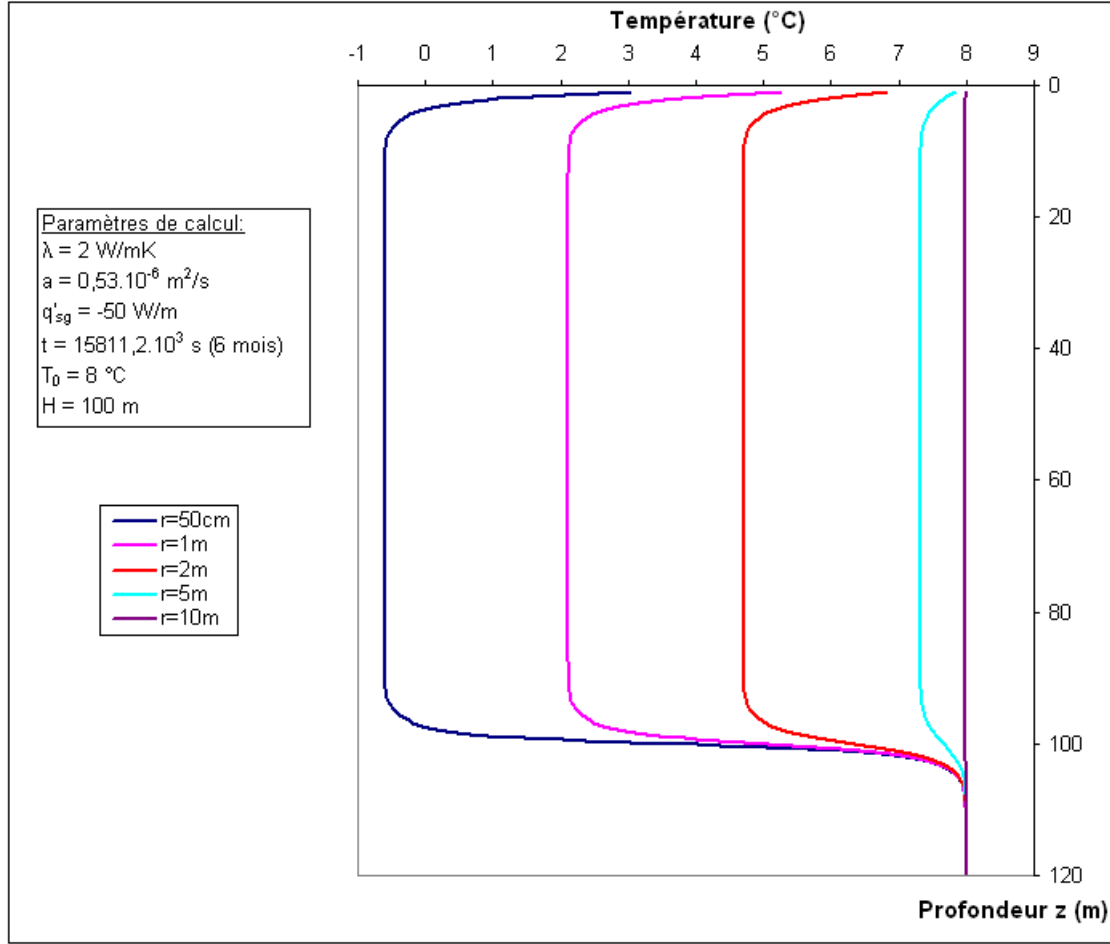


FIGURE 1.5 – Champ de températures autour d’une sonde verticale de 100 m

Cette solution admet un régime permanent, ce qui s’explique par la présence de la sonde virtuelle imposant une température en surface constante. En effet, lorsque l’on fait tendre t vers l’infini on obtient l’expression suivante :

$$T(r, z) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{4\pi\lambda} \int_0^H \left[\frac{1}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} - \frac{1}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right] dh \quad (1.9)$$

Ce qui donne après intégration la relation :

$$T(r, z) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{4\pi\lambda} \ln \left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-H)^2} - (z-H)}{\sqrt{r^2 + (z+H)^2} + (z+H)} \cdot \frac{\sqrt{r^2 + z^2} + z}{\sqrt{r^2 + z^2} - z} \right) \quad (1.10)$$

Cette expression nous a permis alors de tracer les isothermes en régime permanent. Ces courbes sont représentées en Figure 1.6 ($\lambda = 2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, $q'_{sg} = -50 \text{ W/m}$ et $H = 100 \text{ m}$).

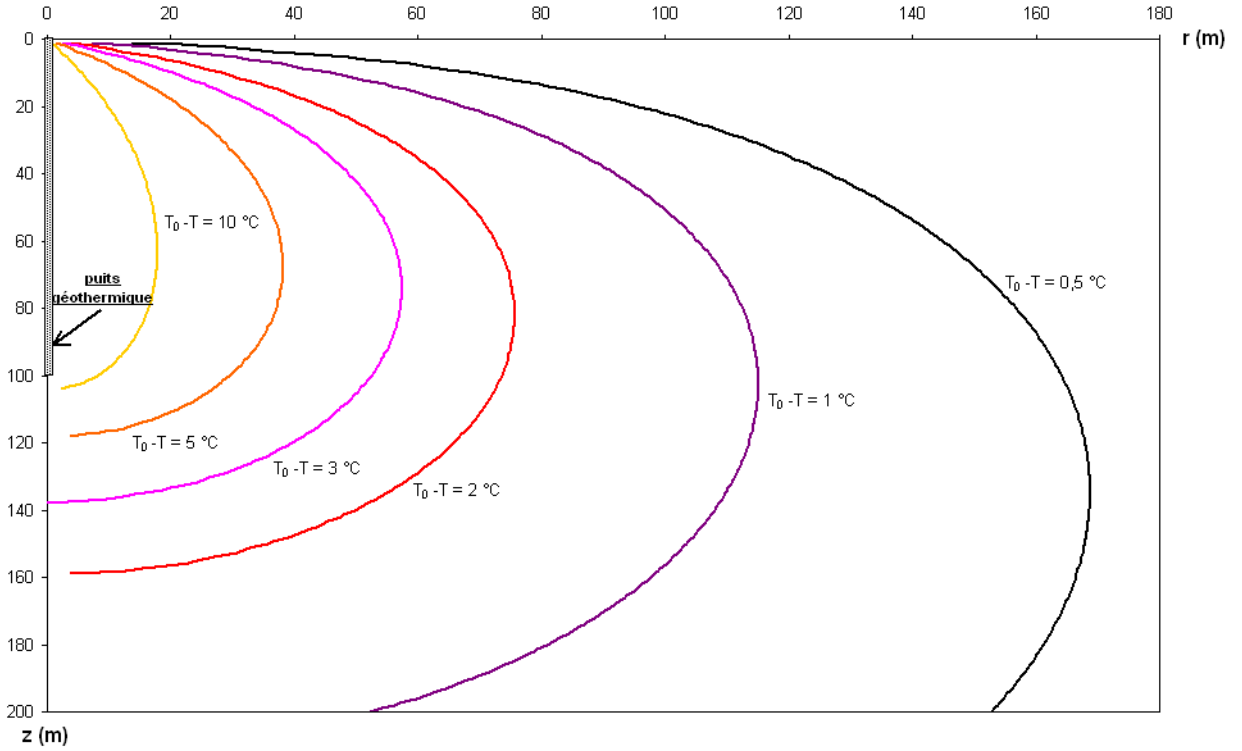


FIGURE 1.6 – Isothermes en régime permanent autour d'une sonde de longueur finie de 100 m

En dérivant l'équation 1.10 par rapport à z , on peut alors exprimer le flux surfacique q''_S pénétrant dans le sol par sa surface en régime permanent :

$$q''_S = -\frac{q'_{sg}}{2\pi} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{\sqrt{r^2 + H^2}} \right) \quad (1.11)$$

On visualise l'allure de l'évolution de la valeur du flux en surface en fonction du rayon autour du puits en Figure 1.7. On remarque que le flux a une valeur très élevée au centre du puits (effet de la sonde virtuelle) et décroît fortement lorsque l'on s'écarte de celui-ci.

En intégrant sur r l'expression du flux donnée par l'équation 1.11, on obtient alors la valeur du flux total q_S pénétrant dans le sol en régime permanent (en $z = 0$) :

$$q_S = -q'_{sg} H \quad (1.12)$$

On constate que le flux reçu en surface correspond effectivement au flux prélevé par la sonde géothermique. En régime permanent, on ne prélève plus de chaleur au sol environnant, toute l'énergie provenant de l'échange thermique à la surface du sol, la recharge "naturelle" en surface étant effectuée par la sonde virtuelle.

Ce modèle donne de bons résultats pour des sollicitations thermiques du sol de longues durées, celui-ci se comportant bien jusqu'à atteindre un régime permanent. On peut en particulier utiliser ce modèle dans le cas où le modèle de sonde infinie n'est plus applicable ($t > \frac{H^2}{90a}$).

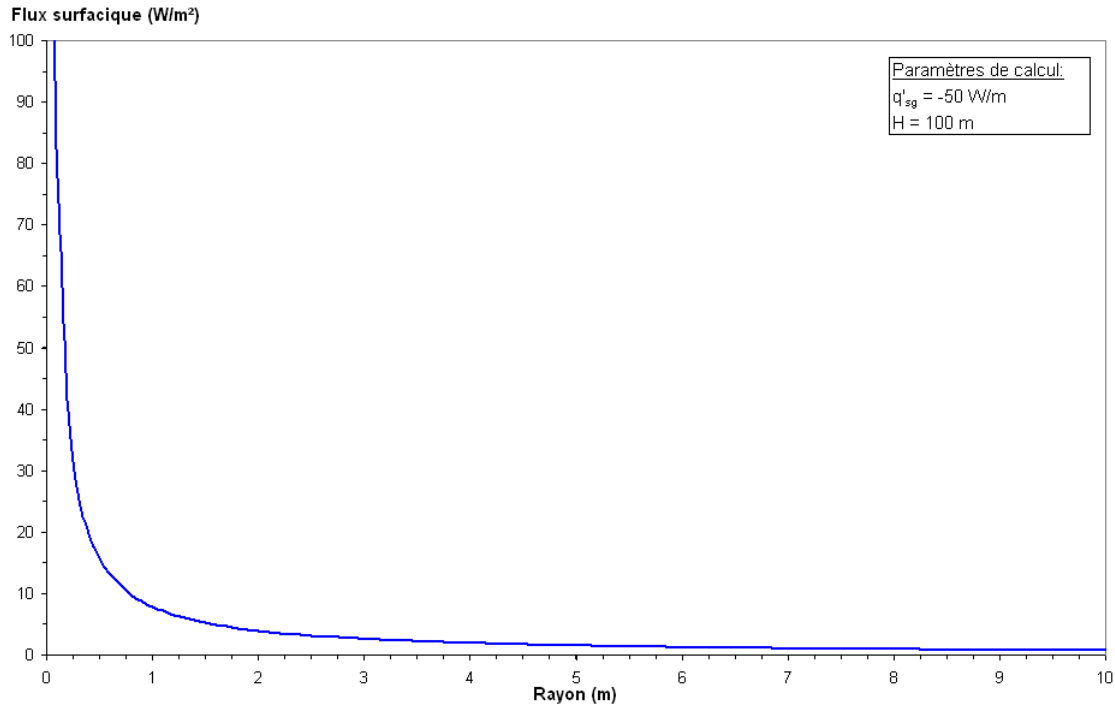


FIGURE 1.7 – Evolution du flux pénétrant dans le sol en surface en fonction du rayon en régime permanent

Modèle de la source cylindrique infinie

Le modèle de source linéique infinie n'étant pas satisfaisant pour les calculs sur de courts intervalles de temps, Ingersoll et al. [34] ont repris la solution du cylindre de longueur infinie à flux imposé dans un milieu infini donnée par Carslaw et Jaeger [13] et l'ont appliqué à l'étude des sondes géothermiques. Cette solution est obtenue en résolvant l'équation de la chaleur avec une condition de flux imposé en surface du cylindre représentant le forage géothermique (cf Figure 1.8).

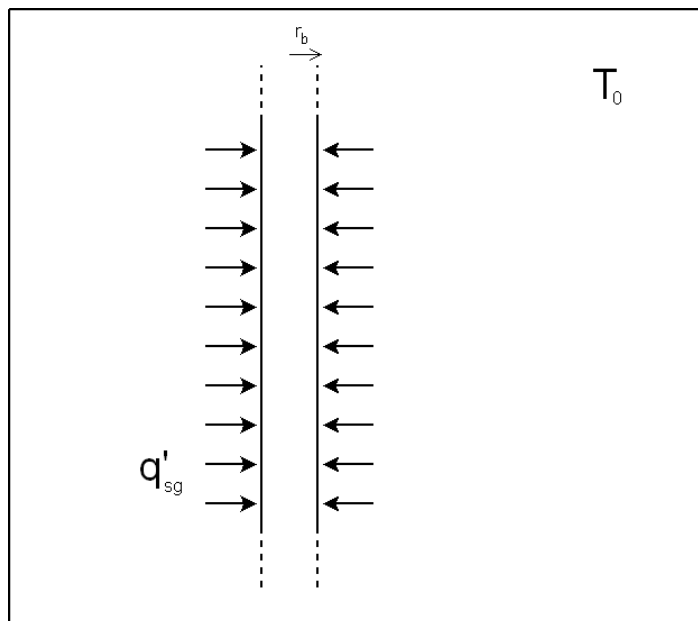


FIGURE 1.8 – Modélisation de la sonde géothermique par une source cylindrique de longueur infinie

La solution s'exprime alors à l'aide de fonctions de Bessel de la manière suivante :

$$T(Fo, p) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{\lambda} G(Fo, p) \quad (1.13)$$

avec :

$$G(Fo, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 Fo} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (1.14)$$

$Fo = \frac{at}{r_b^2}$ étant le temps adimensionné et $p = \frac{r}{r_b}$ le rayon adimensionné

1.1.1.2 Les méthodes de calcul améliorées

Les modèles analytiques de source linéique finie et de source cylindrique infinie nécessitent un temps de calcul important. Afin de diminuer ce temps de calcul, des améliorations et des simplifications de ces méthodes de calcul ont été proposées par différents auteurs.

Calcul rapide de la température moyenne le long de la profondeur du puits à partir du modèle de sonde linéique de longueur finie

Lamarche et Beauchamp [40] proposent une méthode permettant de calculer rapidement la température moyenne le long d'un puits géothermique donné par le modèle de sonde de longueur finie.

A partir de l'équation 1.8, on déduit facilement l'expression de la température moyenne en paroi de trou foré suivant la profondeur du puits :

$$T_{b,m} - T_0 = \frac{q'_{sg}}{4\pi\lambda H} \int_0^H \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right] dh dz \quad (1.15)$$

Après quelques manipulations mathématiques sur l'équation 1.15, Lamarche et Beauchamp aboutissent à l'expression suivante :

$$T_{b,m} - T_0 = \frac{q'_{sg}}{2\pi\lambda} \left[\int_\beta^{\sqrt{\beta^2+1}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma z)}{\sqrt{z^2-\beta^2}} dz - D_A - \int_{\sqrt{\beta^2+1}}^{\sqrt{\beta^2+4}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma z)}{\sqrt{z^2-\beta^2}} dz - D_B \right] \quad (1.16)$$

avec :

- $\beta = \frac{r_b}{H}$
- $\gamma = \frac{3}{2}\sqrt{t^*}$
- $t^* = \frac{t}{t_c}$
- $t_c = \frac{H^2}{9a}$
- $D_A = \sqrt{\beta^2+1} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2+1}) - \beta \operatorname{erfc}(\gamma\beta) - \frac{e^{-\gamma^2(\beta^2+1)} - e^{-\gamma^2\beta^2}}{\gamma\sqrt{\pi}}$
- $D_B = \sqrt{\beta^2+1} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2+1}) - 0.5 \left(\beta \operatorname{erfc}(\gamma\beta) + \sqrt{\beta^2+4} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2+4}) \right) - \frac{e^{-\gamma^2(\beta^2+1)} - 0.5(e^{-\gamma^2\beta^2} + e^{-\gamma^2(\beta^2+4)})}{\gamma\sqrt{\pi}}$

Lamarche et Beauchamp ont alors comparé les résultats donnés par leur relation à ceux obtenus par résolution de l'équation 1.15. Ils obtiennent un écart non significatif entre les deux modèles, l'écart étant inférieur à la tolérance de l'intégration numérique. Pour ce qui est du temps de calcul, ils indiquent que leur méthode est 3500 fois plus rapide que la méthode directe de résolution de l'équation 1.15.

Méthode de calcul rapide de la source cylindrique infinie

Pour éviter le calcul complexe de la fonction G de la source cylindrique définie par l'équation 1.14, Ingersoll propose une table de valeurs précalculées pour des valeurs de rayon adimensionné p ($p = \frac{r}{r_b}$) de 1, 2, 5 et 10 [34]. Pour ces valeurs de p , Bernier [8] établit des formules d'interpolation des valeurs d'Ingersoll. Ces formules permettent d'évaluer rapidement et de manière précise l'évolution du champ de température pour les 4 valeurs de rayon correspondantes à des rayons adimensionnés de 1, 2, 5 et 10.

Cette méthode présente néanmoins l'inconvénient de donner la valeur de G uniquement pour ces 4 valeurs de rayon et ne permet pas d'obtenir le profil de température en fonction du rayon autour de la sonde géothermique.

Afin d'obtenir la température pour tout rayon autour de la sonde, Baudoin [7] propose une solution simplifiée du problème de la source cylindrique infinie. Pour cela, il résout l'équation aux dérivées partielles dans l'espace de Laplace, il obtient la solution suivante dans l'espace de Laplace :

$$\Delta T(p, r) = \frac{q'_{sg}}{2\pi\lambda r_b p} \frac{K_0(\omega r)}{\omega K_1(\omega r_b)} \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{p}{a} \quad (1.17)$$

K_0 et K_1 étant les fonctions de Bessel de deuxième espèce modifiées d'ordre 0 et 1.

Baudoin obtient alors la solution réelle en utilisant la transformation inverse numérique de Gaver qui permet de calculer la valeur d'une fonction en un point, connaissant l'expression analytique de sa transformée de Laplace. Le résultat s'exprime alors sous la forme suivante :

$$T(t, r) - T_0 = \frac{q'_{sg}}{2\pi\lambda r_b} \sum_{j=1}^{10} \left[\frac{V_j}{j} \frac{K_0(\omega_j r)}{\omega_j K_1(\omega_j r_b)} \right] \quad (1.18)$$

avec :

- $\omega_j = \sqrt{\frac{j \ln(2)}{at}}$
- $V_j = \sum_{k=Ent(\frac{j+1}{2})}^{min(j,5)} \frac{(-1)^{j-5} k^5 (2k)!}{(5-k)!(k-1)!k!(j-k)!(2k-j)!}$

Cette méthode permet d'obtenir l'expression du champ de températures en tout point du sol environnant la sonde simplement en sommant 10 termes. Le résultat est alors précis sur les 8 premiers chiffres significatifs.

Cette méthode a été reprise dans les travaux de simulation plus récents menés par Sutton et Couvillion [61].

1.1.2 Modèles d'échange thermique au coeur du forage géothermique

Différentes géométries d'échangeurs géothermiques verticaux sont actuellement développées. Les échangeurs les plus répandus sont constitués de tubes en U (simple U ou double U). Il existe aussi des échangeurs coaxiaux constitués de tubes concentriques ou bien d'un seul tube d'injection central et de plusieurs tubes de remontée du fluide. Les principaux modèles d'échange thermique au sein des forages géothermiques de la littérature sont présentés dans cette partie.

1.1.2.1 Modèle empirique de Remund d'échange avec une sonde simple U

La plupart des sondes géothermiques verticales sont équipées de tubes en U noyés dans un coulis de bentonite permettant d'améliorer l'échange thermique avec le sol environnant (cf Figure 1.9). Afin de déterminer la résistance thermique d'échange entre fluide et paroi de forage géothermique, Remund [54] a effectué une série d'expériences sur des forages équipés d'un unique tube en U de manière à obtenir des corrélations suivant le positionnement des tubes dans le trou et la conductivité thermique du coulis. Il détermine l'échange en régime permanent, les temps caractéristiques de transfert thermique étant courts dans le coulis en comparaison avec l'échange thermique dans le sol environnant.

Remund définit une résistance thermique linéique R_g entre la température de paroi du trou foré T_b et la température externe des tuyaux $T_{tu,e}$:

$$R_g q'_{sg} = (T_b - T_{tu,e}) \quad (1.19)$$

$$R_g = \frac{1}{S_g \lambda_{coulis}} \quad (1.20)$$

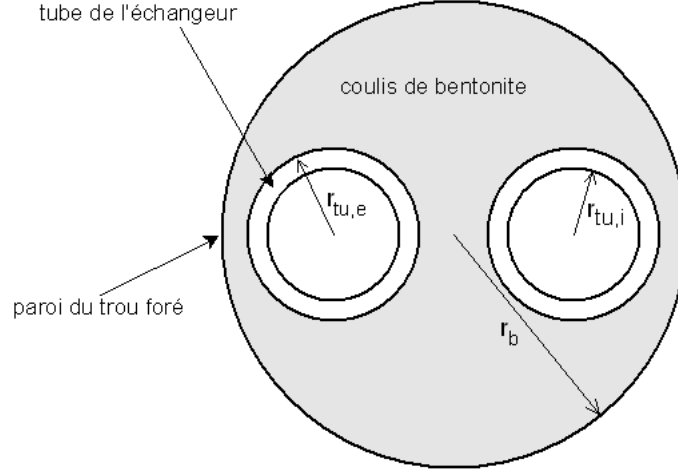


FIGURE 1.9 – Section du trou foré équipé d'un tube en U

S_g est un facteur de forme caractérisant l'échange thermique entre les deux tubes et la surface extérieure du trou foré. Remund, à partir de mesures expérimentales a montré que ce facteur de forme était bien corrélé par la relation :

$$S_g = \beta_0 \left(\frac{r_b}{r_{tu,e}} \right)^{\beta_1} \quad (1.21)$$

Remund propose différentes valeurs de facteurs de forme suivant 3 configurations (tubes plus ou moins proches des parois du trou foré) (cf tableau 1.1). Une fois que l'on a déterminé ce facteur, on obtient facilement la valeur de résistance thermique R_g .

Configuration	Positionnement des tubes		β_0	β_1
A	tangents entre eux au centre du trou foré		20.10	-0.9447
B	à égale distance l'un de l'autre que de la paroi du trou foré		17.44	-0.6052
C	tangents à la paroi du trou foré		21.91	-0.3796

TABLE 1.1 – Valeurs de β_0 et β_1 pour le calcul du facteur de forme S_b

Pour obtenir la température du fluide, Remund tient compte de la résistance thermique des parois de chacun des tubes. L'échange thermique entre le fluide et le sol à la paroi du forage s'exprime alors sous la forme du schéma résistif suivant :

La résistance R_p traduit la conduction dans la paroi du tube cylindrique, elle s'exprime donc de la manière suivante :

$$R_p = \frac{\ln \left(\frac{r_{tu,e}}{r_{tu,i}} \right)}{2\pi\lambda} \quad (1.22)$$

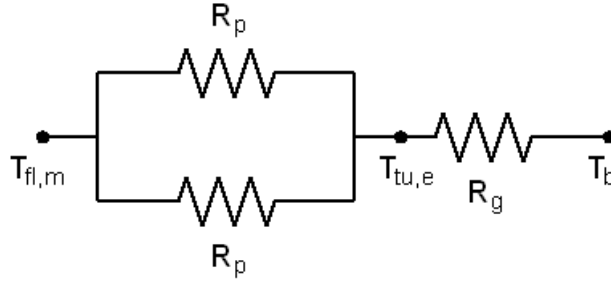


FIGURE 1.10 – Réseau résistif traduisant l'échange thermique fluide - sol en paroi de forage

On obtient alors la résistance linéique globale R_{glob} en tenant compte des contribution de chaque résistance thermique spécifique suivant le réseau décrit en Figure 1.10 :

$$R_{glob} = R_g + \frac{R_p}{2} \quad (1.23)$$

Le réseau de résistances thermiques linéiques présenté en Figure 1.10 ne tient pas compte de la résistance de convection à l'intérieur du tuyau. Nous vérifierons par la suite que cette résistance thermique est négligeable lorsque le régime d'écoulement dans le tube est turbulent, ce qui est généralement le cas dans de telles installations. Cette méthode de Remund permet donc d'obtenir simplement la température du fluide, connaissant le flux échangé et la température de paroi du forage (température qui peut être calculée à l'aide d'un modèle de type source cylindrique infinie par exemple).

1.1.2.2 Modèles théoriques d'échange avec une sonde simple et double U

Hellström [28] propose dans sa thèse des solutions analytiques pour des sondes à simple et double tubes en U.

Sonde simple U

Hellström calcule l'échange thermique entre le fluide à l'intérieur du tube en U et la paroi du forage suivant le même schéma résistif que pour le modèle de Remund (Figure 1.10). La relation analytique dite formule de la ligne source est alors proposée pour le calcul de la résistance R_g de conduction entre la paroi extérieure du tube en U et la paroi du forage. Cette formule a été testée et validée par Ray-Young [53] en la comparant à des résultats de calculs numériques bidimensionnels ainsi qu'à la valeur obtenue par la formule empirique de Remund. L'expression de R_g est alors la suivante :

$$R_g = \frac{1}{4\pi\lambda_{coulis}} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_{tu,e}} \right) + \ln \left(\frac{r_b}{L_U} \right) + \frac{\lambda_{coulis} - \lambda}{\lambda_{coulis} + \lambda} \ln \left(\frac{16r_b^4}{16r_b^4 - L_U^4} \right) \right] \quad (1.24)$$

La résistance globale est alors calculée par la relation 1.23 donnée en Partie 1.1.2.1.

Sonde double U

Hellström traduit l'échange thermique autour de deux tubes en U disposés symétriquement par le réseau résistif de la Figure 1.11.

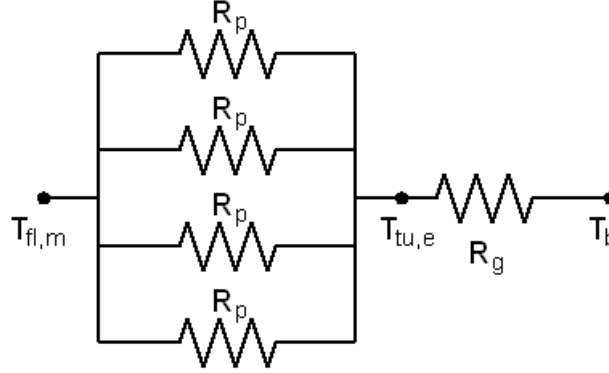


FIGURE 1.11 – Réseau résistif traduisant l'échange thermique fluide - sol pour un échangeur double U

L'expression analytique de la résistance de conduction R_g donnée par Hellström et revue par Zeng et al. [66] est alors la suivante :

$$R_g = \frac{1}{2\pi\lambda} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_{tu,e}} \right) - \frac{3}{4} + \left(\frac{LU}{2r_b} \right)^2 - \frac{1}{4} \ln \left(1 - \left(\frac{LU}{2r_b} \right)^8 \right) - \frac{1}{2} \ln \left(\frac{\sqrt{2}LU}{2r_{tu,e}} \right) - \frac{1}{4} \ln \left(\frac{LU}{r_{tu,e}} \right) \right] \quad (1.25)$$

La résistance linéique globale est alors définie par la relation suivante :

$$R_{glob} = R_g + \frac{R_p}{4} \quad (1.26)$$

Ces schémas résistifs supposent que l'on considère que l'échange thermique est entre le sol et le forage se répartit équitablement entre les deux tuyaux du tube en U et qu'il n'y a aucun échange thermique entre fluides ascendant et descendant. En partant des équations de Hellström, Zeng et al. [66] proposent un modèle analytique permettant de tenir compte de ce court circuit thermique entre fluides montant et descendant. Des expressions analytiques du profil de température du fluide au cours de son parcours dans le forage sont alors obtenues.

1.1.3 Modèles numériques de sondes géothermiques verticales

Les modèles numériques permettent de représenter plus finement les échangeurs géothermiques. Le court-circuit thermique existant entre fluides ascendant et descendant peut en particulier être pris en compte de manière plus réaliste. Les variations de conductivité thermique dans l'espace peuvent également être considérées. A plus grande échelle, de tels modèles permettent d'obtenir avec précision les champs de température au sein d'un champ d'échangeurs géothermiques. Le principal inconvénient de ces modèles numériques est leur temps de calcul relativement long par rapport aux modèles analytiques et leurs versions simplifiées permettant un calcul rapide.

1.1.3.1 Modèle d'Eskilson

Eskilson [23] propose un modèle semi-analytique, semi-numérique permettant d'obtenir l'évolution des températures en paroi de trou foré pour un champ de sondes géothermiques verticales. Il résout numériquement l'équation de la chaleur afin de déterminer le champ de températures autour d'un puits unique de rayon r_b et de profondeur H :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1.27)$$

Eskilson superpose ensuite spatialement les solutions des différents puits du champ de sondes géothermiques, connaissant la puissance thermique prélevée au sol par chaque échangeur géothermique. Cela lui permet d'obtenir la température en paroi de chaque puits géothermique du champ. Eskilson définit alors une fonction lui permettant d'obtenir facilement la température de paroi de forage géothermique moyennée sur tous les puits du champ. Cette fonction g est définie par la relation suivante :

$$T_{b,m} - T_0 = \frac{q'}{2\pi\lambda} g(t/t_s, r_b/H) \quad (1.28)$$

Une fois cette fonction g connue, on peut déterminer facilement la température de fluide en sortie de puits en considérant la température de paroi de tous les puits égale à $T_{b,m}$ et en appliquant un modèle résistif tel que défini en § 1.1.2 pour traduire l'échange fluide-paroi. La Figure 1.12 présente un exemple de fonctions g correspondant à un champ constitué de 2 rangées de 3 puits géothermiques verticaux où la puissance prélevée au sol par mètre de sonde est la même pour toutes les sondes.

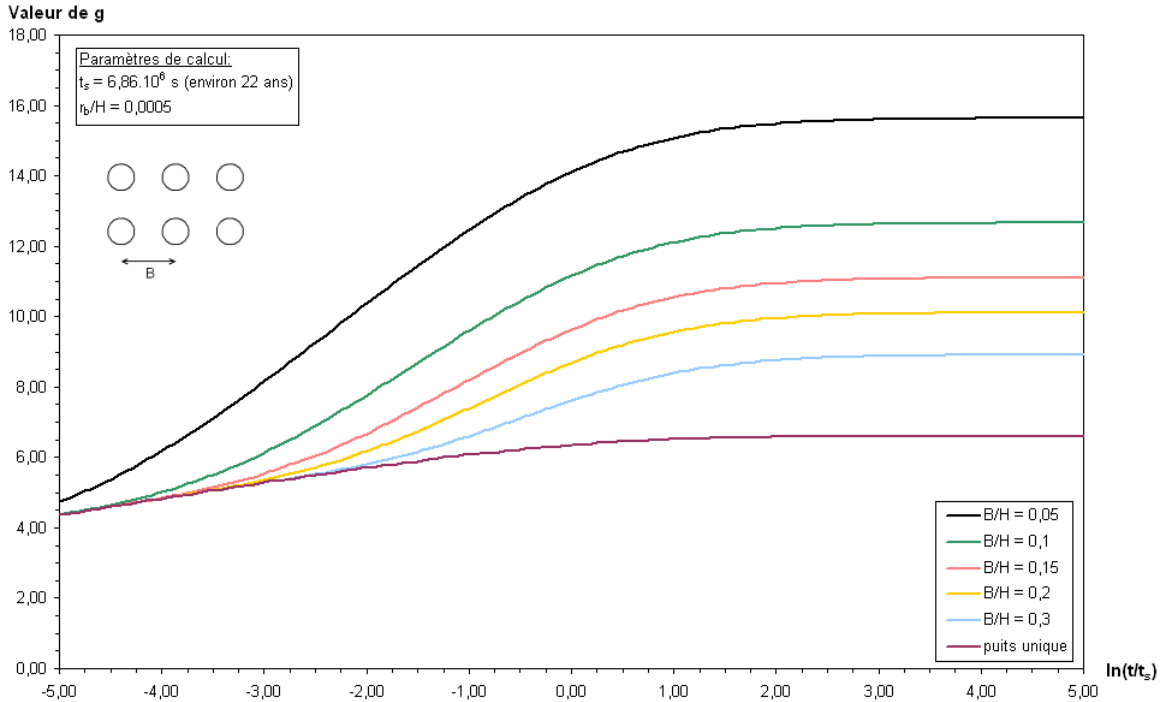


FIGURE 1.12 – Fonctions g d'Eskilson pour un champ de 2×3 puits

Le principal problème posé par l'utilisation de ces fonctions g est qu'elles sont définies pour un champ d'une configuration bien précise et pour des paramètres fixés (rapports $\frac{r_b}{H}$ et $\frac{B}{H}$).

Par ailleurs, Eskilson précise que ces fonctions g sont utilisables uniquement pour des durées supérieures à $\frac{5r_b^2}{a}$, soit environ 2 à 3 heures pour des valeurs typiques de rayon et de diffusivité thermique. Ces fonctions ne sont donc utilisables que pour des calculs à long terme.

1.1.3.2 Modèle de Yavuzturk

Afin de pouvoir mener des simulations à des courts pas de temps, Yavuzturk propose dans sa thèse [65] un modèle numérique d'échangeurs géothermiques prenant en compte les échanges thermiques au coeur même du forage. Ce modèle s'applique aux sondes à un seul tube en U et permet de calculer l'évolution de la température de fluide en sortie de sonde suite à des sollicitations thermiques de courtes durées. Ce modèle numérique est un modèle 2D transitoire. Etant donné que le modèle se limite au calcul sur des courts pas de temps, un régime tridimensionnel n'aura pas le temps de s'établir, ce qui justifie effectivement la mise en oeuvre d'un modèle bidimensionnel. Le maillage est défini en coordonnées cylindriques. La géométrie des 2 tuyaux de fluides ascendant et descendant du tube en U est approximée géométriquement dans le maillage par des parts de couronnes dont le périmètre intérieur est le même que celui du tuyau.

Avec un tel modèle, Yavuzturk peut alors modéliser le court circuit thermique existant entre fluides ascendant et descendant. Pour tenir compte de ce phénomène, il impose au modèle que 60% du flux thermique échangé avec le sol est affecté au tuyau du fluide descendant et 40% au tuyau du fluide descendant (en mode chauffage). Cependant, il constante en faisant varier ce taux de 50% à 100% que cela a relativement peu d'influence sur la température de paroi du puits.

Yavuzturk utilise ensuite les résultats de ces simulations afin de définir une fonction g pour les courts pas de temps et prolonge ainsi les fonctions g d'Eskilson sur des courtes durées où elles n'étaient pas définies (fonctions g d'Eskilson calculées uniquement pour $t > \frac{5r_b^2}{a}$).

L'utilisation de telles fonctions g pour les courts pas de temps pose le même problème que pour les fonctions g d'Eskilson. En effet, chaque fonction g est calculée pour une configuration bien spécifique correspondant à des tuyaux de diamètres extérieurs et intérieurs données et à un espacement entre tuyaux de fluides montant et descendant fixé. Yavuzturk a cependant défini un algorithme de génération automatique de maillage permettant de simuler facilement différentes configurations. Le dernier problème soulevé par l'utilisation de cet algorithme est qu'il n'est pas capable de prendre en compte des propriétés thermiques différentes pour le coulis et le sol, ce qui est fréquemment le cas (en particulier pour la conductivité thermique).

1.1.3.3 Modèle DST d'Hellström

Hellström [27] a développé un modèle pour les champs de sondes géothermiques. Ce modèle a été développé pour traiter de manière générale les problèmes de stockage de chaleur dans le sous-sol.

Pour résoudre ce problème complexe de conduction thermique, Hellström le découpe en deux : une composante locale prenant en compte les échanges à proximité de chaque forage et une composante globale modélisant l'échange entre le stockage géothermique dans son ensemble et le sol environnant. Le problème local est traité par un schéma numérique explicite unidimensionnel pour l'échange thermique à l'extérieur du forage et par un modèle analytique pour l'échange thermique au coeur du puits avec le fluide. Le problème global est modélisé par un schéma explicite bidimensionnel (r, z) .

Ce modèle, assez complet est tout à fait adapté dans le cadre de simulations de stockage géothermique de chaleur. En revanche, ce modèle est assez complexe à mettre en oeuvre pour le calcul d'échanges géothermiques autour de puits uniques ou bien relativement dispersés. Une autre limitation de ce modèle est que l'ensemble des échangeurs géothermiques sont répartis de manière équilibrée dans un grand cylindre représentant le volume de stockage. Ce modèle prendra donc mal en compte les projets de stockage où les échangeurs géothermiques sont répartis suivant un maillage rectangulaire où l'ensemble du stockage aura la forme d'un parallélépipède rectangle.

Ce modèle a été validé expérimentalement [63] et a servi de référence pour valider de nouvelles techniques de calcul [8, 10].

1.2 Les échangeurs géothermiques horizontaux

Un échangeur horizontal est généralement constitué d'un simple tube en polyéthylène qui serpente sous la surface du sol à une profondeur de l'ordre d'un mètre. Les ondes saisonnières de température pénétrant jusqu'à une profondeur de l'ordre de 8 mètres, la température du sol au voisinage de l'échangeur sera fortement variable au cours de l'année. Un profil de température en fonction de la profondeur a été tracé en Figure 1.13 à 4 périodes différentes de l'année pour un climat moyen français (température extérieure moyenne annuelle de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une amplitude de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$).

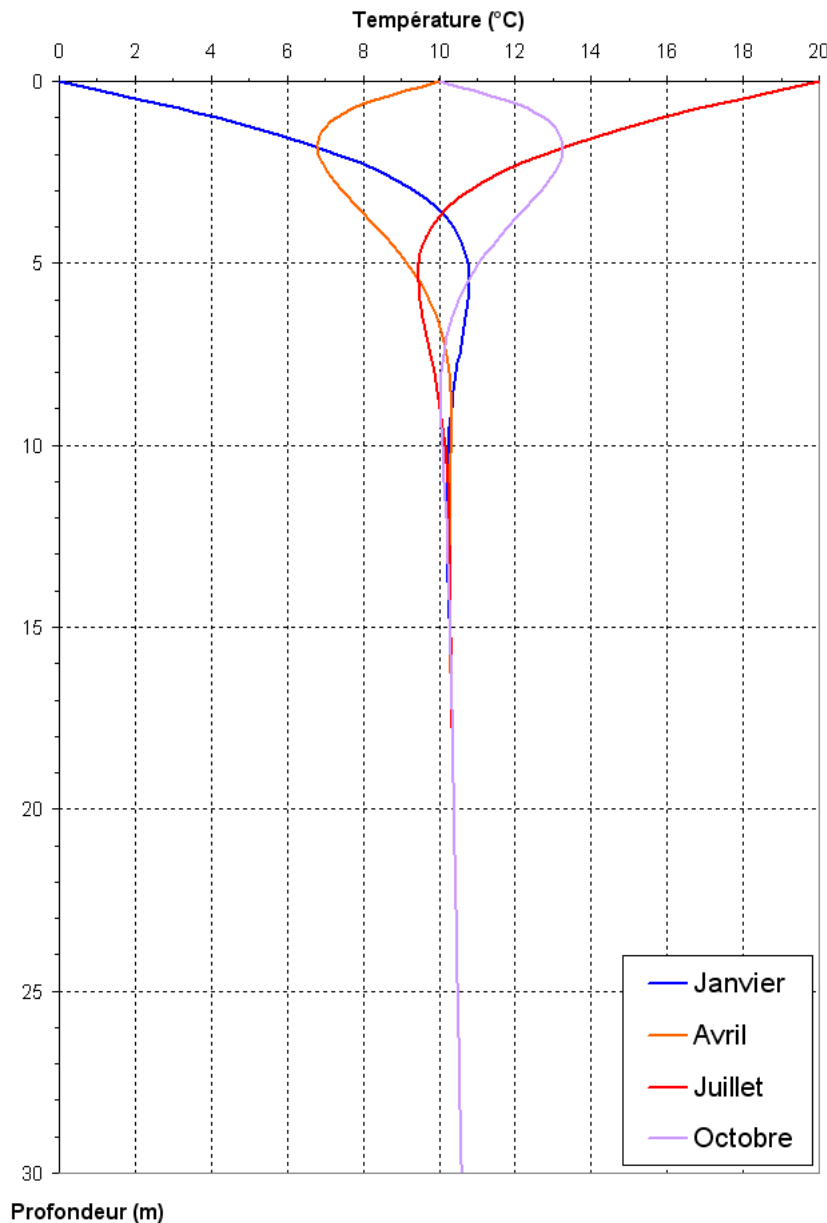


FIGURE 1.13 – Profil de température d'un sol non perturbé à différentes périodes de l'année sur une profondeur de 50 m

A une profondeur avoisinant le mètre, l'eau de pluie pourra également avoir une influence non négligeable sur les échanges thermiques. En effet, la conductivité thermique d'un sol évolue fortement en fonction du taux d'humidité et la pluie va s'écouler à une température qui pourra être différente de celle des couches de sol rencontrées.

Ainsi, la modélisation d'échangeurs horizontaux semble plus complexe que pour les sondes ver-

tiques où les transferts thermiques ont lieu essentiellement par conduction. Plusieurs modèles ont été développés dans la littérature qui prennent de manière plus ou moins complète l'ensemble des phénomènes de transfert mis en jeu.

La revue bibliographique ci-après permettra de se rendre compte des possibilités et des limites des différents modèles développés jusqu'à présent.

1.2.1 Les modèles de conduction pure

1.2.1.1 Modèle d'Ingersoll et Plass

Ingersoll et Plass [33] utilisent le modèle de la source linéique infinie présenté en partie 1.1.1.1 en superposant spatialement une ligne puits virtuelle symétriquement à la ligne source par rapport à la surface du sol (cf Figure 1.14).

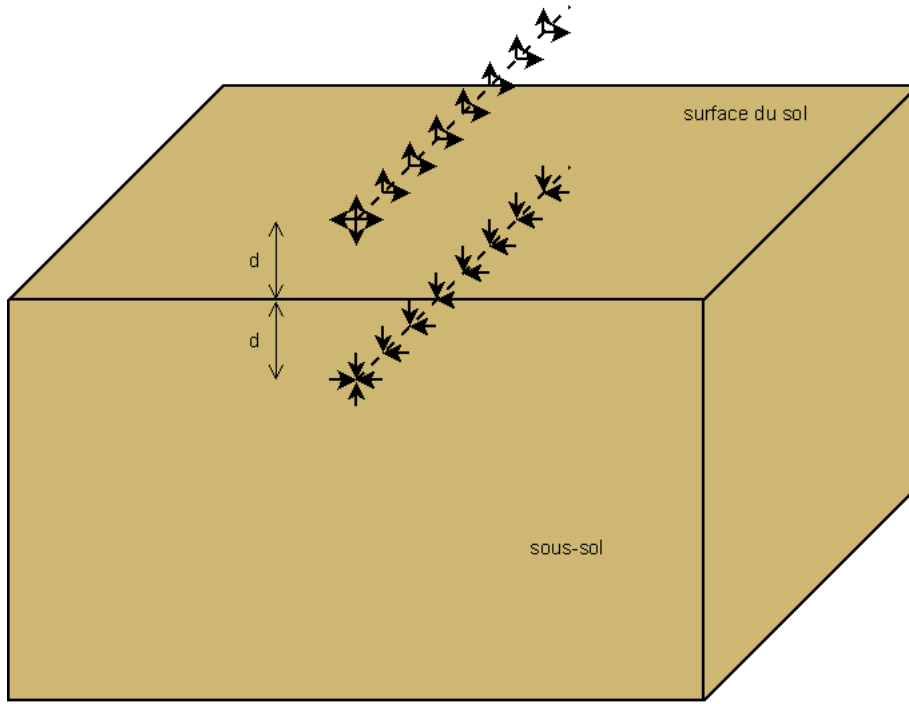


FIGURE 1.14 – Modélisation de l'échange thermique autour d'un échangeur horizontal à un seul tube

Ce modèle, construit sur le même principe que celui de la source linéique finie impose une température constante à la surface du sol. Il s'agit donc là d'une approximation assez grossière étant donné que les variations de température en surface sont encore bien sensibles à un mètre de profondeur d'après le graphe présenté en Figure 1.13. Par ailleurs, les variations d'humidité dans le sol ne sont pas prises en compte étant donné qu'il s'agit d'un modèle de conduction pure dans un milieu homogène.

1.2.1.2 Modèle de Pinel

Pinel [52] propose un modèle un peu plus fin basé sur le même principe que celui d'Ingersoll. Il propose de tenir compte également de la pénétration des ondes saisonnières. Pour cela, il calcule l'évolution de la température du sol non perturbé en fonction de la profondeur suivant la relation de Kasuda et al.[37] :

$$T_{sol}(z, t) = T_{m,ext} - T_{amp} * e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{8760 * 3600 * a}}} \cos \left(\frac{2\pi}{365} \left(t - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{8760 * 3600}{\pi a}} \right) \right) \quad (1.29)$$

La Figure 1.15 présente l'évolution de la température au cours de l'année pour différentes profondeurs. Ce graphe permet de bien visualiser la réduction de l'amplitude des ondes saisonnières de température, ainsi que le décalage temporel dû à l'inertie thermique du sol.

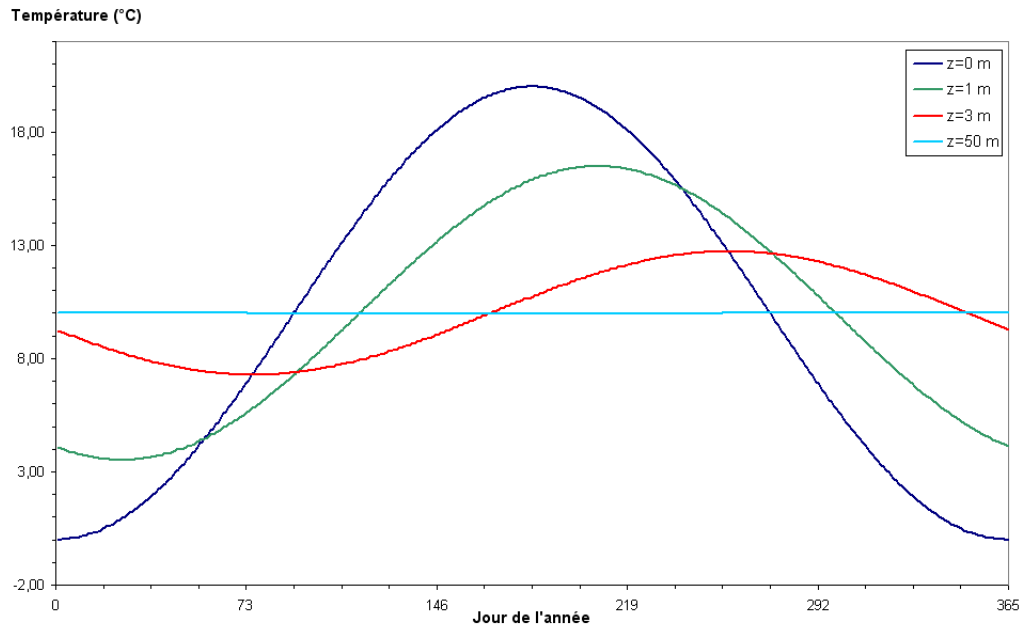


FIGURE 1.15 – Température du sol au cours de l'année à différentes profondeurs

Pinel considère dans son modèle que la température du sol non perturbé T_0 est la température obtenue par l'équation de Kasuda à la profondeur considérée et au moment de l'année où l'on calcule l'échange thermique dans le sol.

Pinel propose également de superposer plusieurs lignes sources afin de tenir compte des interactions thermiques des différents tuyaux entre eux. A chaque ligne source, une ligne puits virtuelle est superposée de la même manière que dans le modèle d'Ingersoll (cf Figure 1.16).

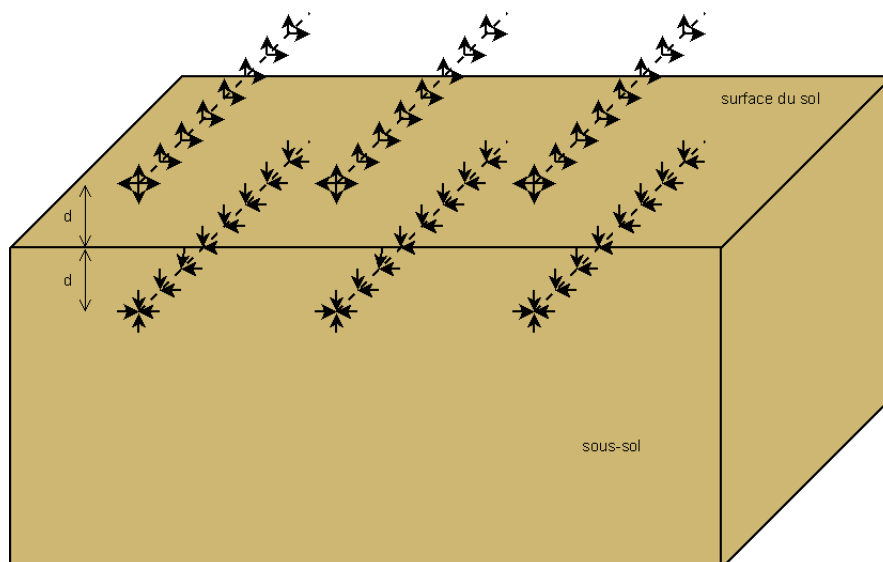


FIGURE 1.16 – Modélisation de l'échange thermique autour d'un échangeur horizontal à 3 tubes

Ce modèle permet donc de décrire de manière plus précise les échanges conductifs autour d'un échangeur horizontal. Cependant, il fait l'hypothèse que la pénétration des ondes saisonnières de température et le prélèvement d'énergie thermique par l'échangeur sont deux phénomènes découplés ce qui n'apparaît pas forcément évident.

1.2.1.3 Modèle de Claesson et Dunand

Claesson et Dunand [16] proposent un modèle analytique d'échangeur horizontal suivant une approche similaire à celle de Pinel. Ce modèle permet de prendre en compte des sollicitations de l'échangeur à différents niveaux de puissance en découpant le signal en différents échelons et en superposant temporellement leurs influences respectives. La principale limite de ce modèle est la même que celle du modèle de Pinel, c'est à dire que le flux échangé le long du tuyau est considéré constant sur toute la longueur. La décroissance ou croissance (suivant le mode de fonctionnement : injection ou prélèvement de chaleur) de ce flux le long du tuyau n'est ainsi pas prise en compte.

1.2.1.4 Modèle d'Anciaux et al.

Anciaux et al. [5] proposent un modèle numérique 1D vertical d'échange thermique autour d'un échangeur horizontal. Ce modèle permet ainsi de prendre en compte une conductivité thermique variable en fonction de la profondeur. Anciaux et al. considèrent que le profil d'humidité dans le sol reste figé au cours de l'année avec 3 zones distinctes : une zone saturée en eau à partir de 3 m de profondeur, une zone de transition puis une zone sèche à proximité de la surface. En fonction de la porosité du sol, une valeur de conductivité thermique pour chaque noeud du maillage est alors calculée en fonction du taux d'humidité correspondant. Le flux prélevé par l'échangeur est imposé sur le noeud situé à la hauteur correspondante. L'échange thermique à la surface du sol est représenté par un flux convectif et un flux radiatif, les échanges thermiques par évaporation et par infiltration d'eau de pluie ne sont donc ici pas pris en compte. Ce modèle comporte finalement deux limites majeures : le profil de l'humidité est supposé constant au cours de l'année (pas d'influence des précipitations) et le modèle est monodimensionnel, ce qui suppose que les tuyaux de l'échangeur sont suffisamment rapprochés pour que celui-ci puisse être assimilé à une nappe.

1.2.1.5 Modèle d'Esen et al.

Esen et al. [21] proposent un modèle numérique bidimensionnel. Le domaine considéré par le calcul est délimité par les deux surfaces verticales passant l'une par un tuyau et l'autre entre deux tuyaux au milieu, Esen et al. considèrent ainsi que ces deux surfaces adiabatiques par symétrie (hypothèse vérifiée dans le cas où l'échangeur est constitué d'un nombre suffisant de tuyaux). Le sol est supposé homogène. L'échange thermique en surface est simplement représenté par un flux convectif et l'impact de précipitations d'eau de pluie n'est pas pris en compte. Ce modèle a été validé expérimentalement sur un échangeur horizontal d'un mètre de profondeur connecté à une pompe à chaleur [21, 32].

1.2.2 Modèles couplant les écoulements d'eau aux transferts thermiques

1.2.2.1 Modèle de Piechowski

Piechowski [50] propose un modèle bidimensionnel permettant de résoudre de manière couplée les problèmes de transfert de chaleur et de masse. Certaines hypothèses lui ont cependant été nécessaires pour mener à bien la résolution : le sol est considéré homogène, la température du sol à une certaine distance est indépendante du prélèvement thermique de l'échangeur et varie seulement du fait de la pénétration des ondes saisonnières et journalières de température et l'échange thermique en surface est supposé convectif. Ce modèle, malgré sa complexité a encore malgré tout quelques limites d'application. Les résultats de ce modèle concernant les transferts de chaleur ont été validés par Piechowski [51] à l'aide d'un échangeur géothermique expérimental, le sol étant équipé de nombreux thermocouples. La prise en compte des transferts de masse dans le sol n'a en revanche pas été validé expérimentalement.

1.2.2.2 Modèle de Leong et al.

Leong et al. ont également proposé un modèle couplant les problèmes de transfert de chaleur et de masse. Ils ont alors simulé le comportement d'une pompe à chaleur relié à un échangeur géothermique horizontal pour différents types de sols [42]. Ces simulations leur permettent de conclure qu'un taux d'humidité supérieur à 25% permet d'obtenir des performances nettement améliorées. En revanche, le taux d'humidité aura peu d'influence sur les performance du système lorsque ce taux dépasse 50%. Il apparaît donc intéressant d'étudier avec précision l'impact que peuvent avoir les précipitations au cours d'une année sur le taux d'humidité à une profondeur avoisinant le mètre en fonction des différents contextes géologiques.

Conclusion

Les principaux modèles d'échangeurs horizontaux et verticaux de la littérature ont été présentés dans ce chapitre.

Concernant les sondes verticales, trois modèles analytiques (source cylindrique infinie, source linéique infinie et source linéique finie) ont été identifiés permettant des calculs rapides et utilisables pour un couplage dynamique à un modèle de pompe à chaleur. Des limites temporelles d'utilisation ont néanmoins été identifiées et il conviendra de préciser ces limites afin d'utiliser le modèle approprié en fonction de la durée d'expérience et du pas de temps choisi pour les calculs.

Pour les échangeurs horizontaux, aucun modèle capable de représenter correctement l'échange thermique autour de l'échangeur horizontal et suffisamment rapide pour des simulations dynamiques de pompes à chaleur n'a été identifié. Un modèle d'échangeur horizontal adapté à ces contraintes sera donc développé au prochain chapitre.

Chapitre 2

Modélisation d'échangeurs géothermiques verticaux et horizontaux pour le calcul de performance de pompes à chaleur géothermiques

L'objectif de ce chapitre est de mettre à disposition des modèles d'échangeurs verticaux et horizontaux pouvant être couplés à des modèles de pompes à chaleur afin de simuler le système complet de pompe à chaleur géothermique. Les modèles d'échangeurs souterrains recherchés doivent être capables de prendre en compte des sollicitations thermiques de courte durée (quelques minutes) pour étudier le comportement de la pompe à chaleur lors de cycles courts de fonctionnement. Ces mêmes modèles ou d'autres plus spécifiques doivent quant à eux pouvoir tenir compte de l'injection ou du prélèvement d'une quantité de chaleur au sol sur de longues durées (plusieurs années) afin d'évaluer les performances pluri-annuelles.

Pour remplir ces objectifs, les modèles d'échangeurs proposés doivent être rapides en temps de calcul afin de pouvoir être intégrés dans la chaîne de calcul plus complète prenant en compte l'ensemble "pompe à chaleur + échangeur géothermique".

Pour ce qui concerne les sondes verticales, la revue bibliographique effectuée en partie précédente met en évidence trois modèles convenant tout à fait pour ce type d'applications. Il s'agit des trois modèles analytiques : source linéique infinie, source linéique finie et source cylindrique infinie. Afin d'utiliser ces modèles à bon escient, on s'attachera dans ce chapitre à préciser leurs domaines respectifs d'utilisation afin d'être capable par la suite de choisir le meilleur compromis entre justesse de la modélisation et réduction du temps de calcul.

Pour les échangeurs horizontaux, il n'existe en revanche pas de modèles dans la littérature qui soient opérationnels pour des calculs dynamiques couplés avec un modèle de pompe à chaleur. Les modèles analytiques proposés par Ingersoll et Plass [33] pour un tuyau droit unique, puis par Pinel [52] pour un échangeur multi-tubes s'approchent assez bien de notre besoin. Cependant l'approximation d'une puissance échangée avec le sol constante le long du tuyau est une simplification importante. Si c'est une hypothèse valide pour des sondes verticales en U, la température moyenne entre fluide montant et descendant étant quasi-constante le long de la profondeur du forage, cette simplification n'est plus valable pour un échangeur horizontal dont la température du fluide évolue lors de son parcours dans le sous-sol. On proposera ainsi dans cette partie un modèle capable de calculer précisément l'évolution de la puissance échangée le long du tuyau et de déterminer l'évolution de la puissance totale échangée avec le sol au cours du temps en fonction des conditions d'entrée.

2.1 Du bon usage des modèles de sondes verticales

Différents modèles de sondes verticales ont été présentés en première partie. Les trois modèles analytiques présentés donnent des résultats satisfaisants pour déterminer la température en paroi de forage lors d'une sollicitation thermique sous forme de flux constant imposé, ce qui correspond bien aux sollicitations imposées par une pompe à chaleur. Cependant ces trois modèles ont des limites de validité qu'il est important de préciser. Ces limites sont avant tout temporelles tel que cela a été détaillé lors de la présentation de chacun de ces modèles. Le modèle de source cylindrique infinie doit par exemple être privilégié pour des sollicitations thermiques de courte durée tandis que pour des longues durées on utilisera plutôt le modèle de source linéique finie.

Afin de préciser les domaines d'utilisation de ces modèles à flux imposé, Philippe et al. [47] proposent un graphe permettant de déterminer le modèle le plus approprié pour le calcul de la température en paroi de forage en fonction de la durée du prélèvement thermique et de l'écart par rapport à la solution exacte que l'on s'autorise. Ces courbes ont été calculées pour une sonde typique ($H = 100 \text{ m}$, $r_b = 0.05 \text{ m}$) et des propriétés physiques de sol classiques ($\lambda = 2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, $a = 0.53 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ et $T_0 = 8^\circ \text{C}$). Ce graphe est présenté en Figure 2.1.

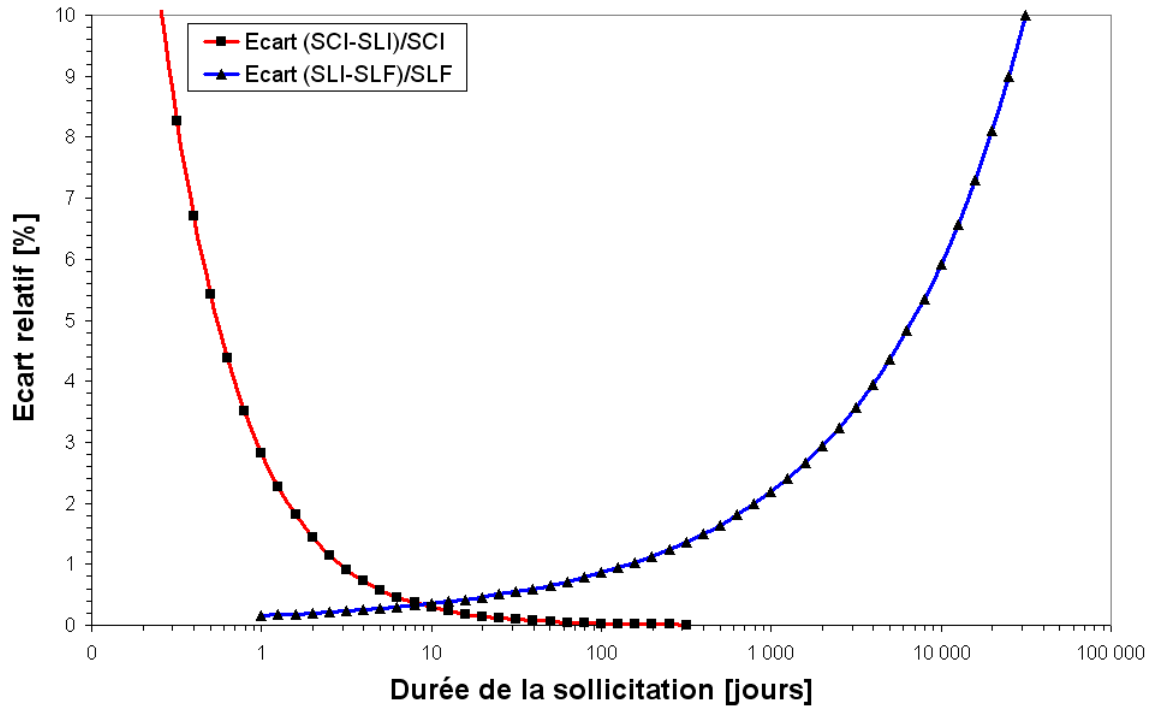


FIGURE 2.1 – Domaine temporel de validité des 3 modèles analytiques

La courbe de gauche représente l'écart relatif entre la solution de référence pour les courtes durées que constitue le modèle de source cylindrique infinie (SCI) et le modèle intermédiaire le plus simple qui est le modèle de source linéique infinie (SLI), soit :

$$\epsilon_{SLI-SCI} = \frac{(T_{b,SCI} - T_0) - (T_{b,SLI} - T_0)}{T_{b,SCI} - T_0} \quad (2.1)$$

La courbe de droite quant à elle illustre l'écart relatif entre la source linéique finie (SLF) (solution de référence pour les longues durées) et la source linéique infinie :

$$\epsilon_{SLI-SLF} = \frac{(T_{b,SLI} - T_0) - (T_{b,SLF} - T_0)}{T_{b,SLF} - T_0} \quad (2.2)$$

Ce graphe confirme que pour des sollicitations thermiques de courte durée, il est préférable d'utiliser le modèle de source cylindrique infinie qui prend mieux en compte la géométrie de la sonde tandis que pour des sollicitations thermiques de longue durée il vaut mieux privilégier la source linéique finie qui traduit bien les effets tridimensionnels qui apparaissent au bout d'un certain temps. Le modèle de source linéique infinie quant à lui est utilisable pour des prélèvements thermiques de moyenne durée et permet d'obtenir des résultats plus rapidement du fait de sa simplicité.

La Figure 2.2 donne un exemple d'utilisation de ce graphe pour un écart toléré de 2% par rapport aux modèles de référence. Pour ce niveau de tolérance, il sera nécessaire d'utiliser la solution de la source cylindrique infinie pour les durées de sollicitation inférieures à 34 heures. Pour des durées supérieures à 1.6 années, l'usage de la solution de la source linéique finie est préconisé. Pour des durées comprises entre 34 heures et 1.6 ans les 3 modèles donnent des résultats similaires, il est donc recommandé d'utiliser le modèle de source linéique infinie car il nécessite un temps de calcul inférieur.

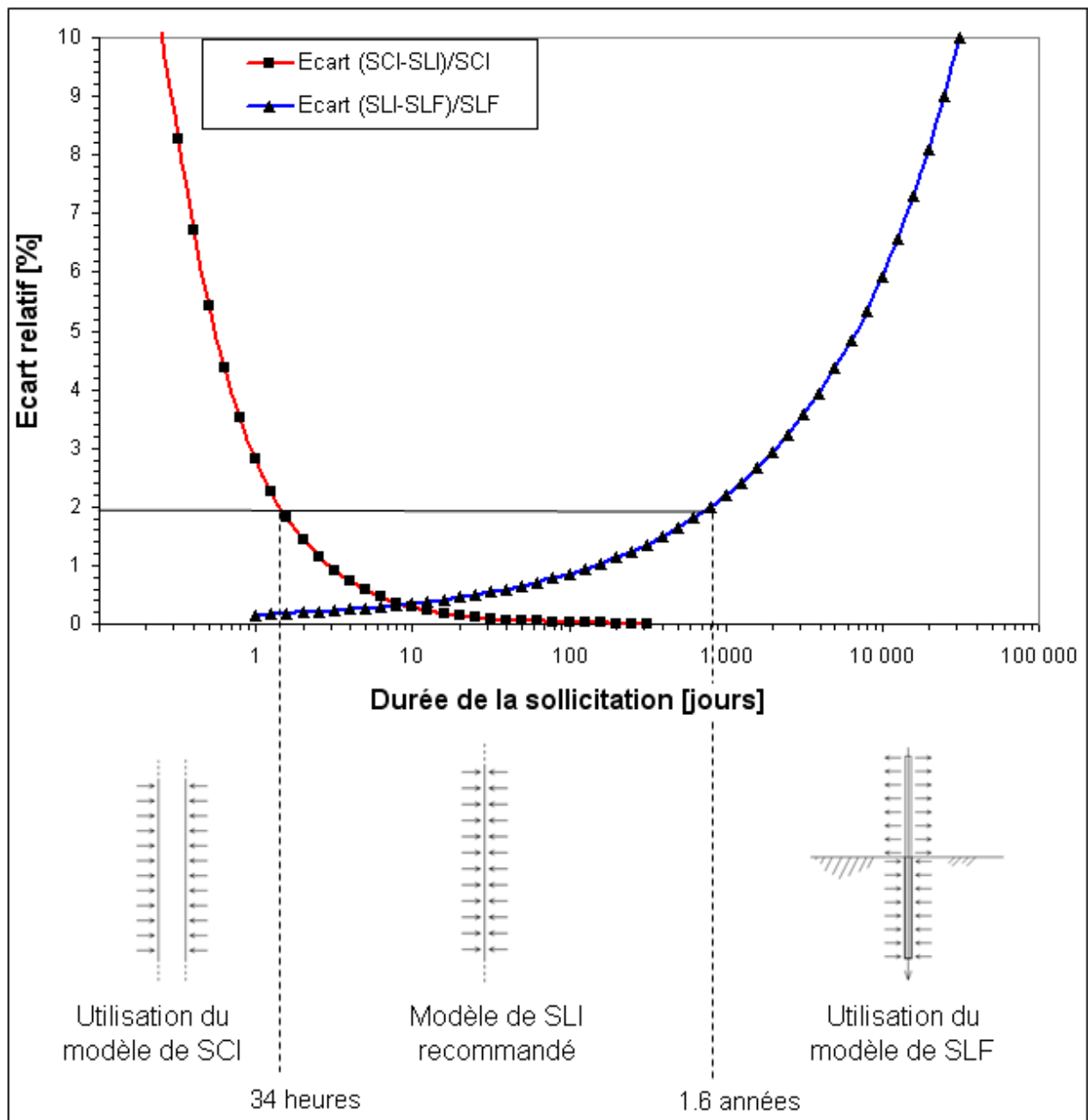


FIGURE 2.2 – Exemple d'utilisation du graphe donnant les domaines de validité des trois modèles analytiques de sondes pour un écart toléré de 2%

Les limites temporelles d'utilisation du modèle de source linéique infinie pour différentes tolérances (2, 5 et 10%) sont listées en Table 2.1.

Tolérance sur l'écart à la solution exacte	Limites temporelles
2%	34 heures < t < 1.6 ans
5%	13 heures < t < 18 ans
10%	6 heures < t < 86 ans

TABLE 2.1 – Domaine d'utilisation de la solution de la source linéique infinie pour différentes tolérances

Les valeurs données dans le précédent tableau issues du graphe de domaine de validité de la Figure 2.1 ne sont applicables que pour les conditions précisées lors de l'établissement de la Figure 2.1 concernant les dimensions du forage ($H = 100 \text{ m}$ et $r_b = 0.05 \text{ m}$) et les propriétés thermiques du sol ($\lambda = 2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, $a = 0.53 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ et $T_0 = 8^\circ \text{C}$). Pour évaluer l'impact de ces différents paramètres sur l'écart entre ces différents modèles on se reportera à l'article de Philippe et al. [47] où de nombreux graphes présentent l'influence de tous ces paramètres sur les résultats de ces modèles.

2.2 Développement d'un modèle d'échangeur horizontal semi-3D à géométrie paramétrée

L'objectif de cette partie est de proposer un modèle d'échangeur géothermique horizontal, utilisable pour des simulations dynamiques du fonctionnement d'une pompe à chaleur connectée à un bâtiment. Les pompes à chaleur destinées au chauffage et à la climatisation des bâtiments résidentiels fonctionnent souvent sur des cycles courts, cela nécessite par conséquent un temps de calcul faible pour une bonne prise en compte des effets transitoires. Ce modèle doit être capable également de tenir compte des interactions thermiques des différentes portions de tuyaux entre elles.

Le modèle développé dans cette partie est spécifique à la géométrie de l'échangeur choisie pour la plate-forme d'essais. Cette géométrie correspond à la disposition la plus couramment utilisée pour des installations chez le particulier. L'échangeur mis en place sur la plate-forme d'essais est ainsi constitué d'un tuyau d'une longueur totale $L_{tu,tot}$ enfoui à une profondeur d . Le tuyau est déployé dans le sol suivant le schéma de la Figure 2.3.

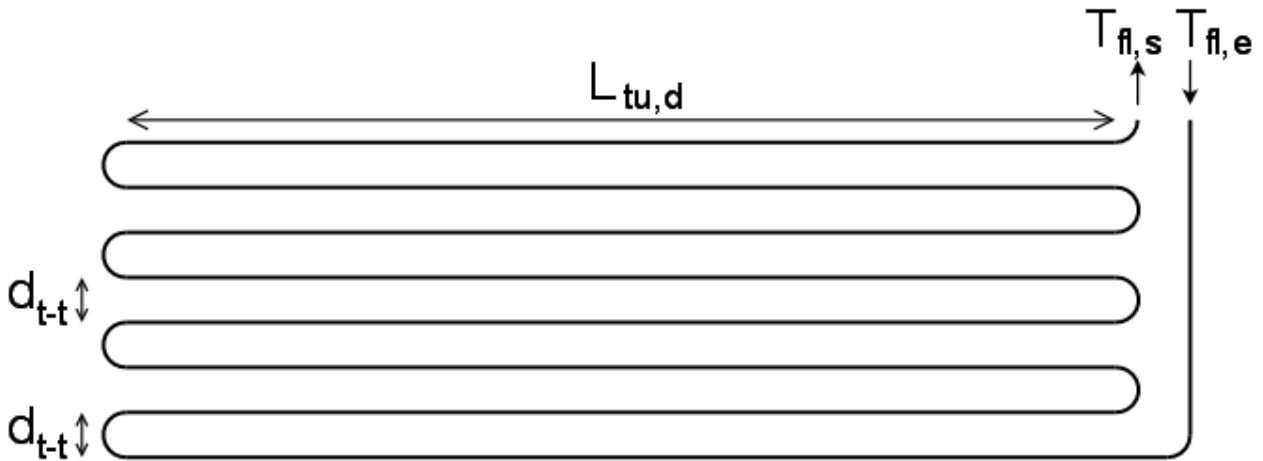


FIGURE 2.3 – Géométrie de l'échangeur horizontal de la plate-forme d'essais du BRGM

Concernant le comportement thermique du sous-sol, le modèle proposé ne tient compte que des transferts de chaleur par conduction. Des relevés périodiques d'humidité du sol sur notre terrain expérimental permettront de justifier que les effets d'écoulement d'eau dus aux précipitations sont négligeables sur un terrain typique d'une habitation résidentielle. Cela validera alors l'hypothèse de négliger les échanges convectifs dans le sol.

Etant difficile de modéliser à la fois les échanges thermiques avec le sol à court et long terme, ce modèle sera décliné en deux versions : une version adaptée aux calculs dynamiques avec des sollicitations de courte durée (quelques minutes à plusieurs heures) et une autre pour les calculs sur de plus longues durées (de quelques heures à plusieurs années).

2.2.1 Modèle d'échangeur pour sollicitations thermiques de courtes durées

Le modèle recherché ici doit être adapté à des courtes durées de sollicitation du sous-sol, l'effet de bord du à la surface du sol ainsi que les interactions thermiques des différentes portions de tuyaux entre elles sont par conséquent négligeables. Pour des raisons de simplification, les effets de ces deux phénomènes ne seront donc pas pris en compte dans cette modélisation. L'échangeur géothermique est alors assimilé à un unique tuyau rectiligne dans un milieu infini.

Ce modèle est construit de manière à visualiser correctement les effets dynamiques courts, comme par exemple l'impact du temps de résidence du fluide dans l'échangeur géothermique sur la performance de la pompe à chaleur et l'étude des périodes de mise en fonctionnement ou d'arrêt de la pompe à chaleur.

On distingue deux domaines matériels constituant l'échangeur géothermique où les échanges de chaleur ont lieu sous différentes formes : le fluide caloporteur, siège d'échanges convectifs fluide-paroi et le sol où les échanges thermiques ont été supposés uniquement conductifs. Dans un premier temps, les échanges thermiques dans ces deux zones sont modélisés indépendamment. Un couplage sera ensuite proposé permettant le calcul des échanges thermiques avec le sol, le débit et la température du fluide à l'entrée de l'échangeur étant connus.

2.2.1.1 Calcul de l'échange convectif fluide-paroi

Les échanges fluide-paroi dans le tuyau de l'échangeur étant supposés uniquement convectifs, ils sont traduits par l'équation de transport 1D suivante :

$$\rho SCp \frac{\partial T_{fl}}{\partial t} + \dot{m} Cp \frac{\partial T_{fl}}{\partial x} = -q'(x, t) \quad (2.3)$$

où $q'(x, t)$ est le flux linéique échangé entre le tuyau et le sol environnant

Soit, en posant v_0 la vitesse moyenne d'écoulement du fluide ($v_0 = \frac{\dot{m}}{\rho S}$) :

$$\frac{\partial T_{fl}}{\partial t} + v_0 \frac{\partial T_{fl}}{\partial x} = -\frac{q'(x, t)}{\rho SCp} \quad (2.4)$$

Cette équation est résolue en différences finies par un schéma explicite. Celui-ci impose un pas de temps court mais permet en contre partie de bien représenter précisément le transport de fronts raides de température. LeVeque [43] recommande l'usage d'un schéma explicite avec un pas de temps proche de celui imposé par le critère de stabilité pour une résolution précise d'équations de transport.

La température du fluide est calculée le long du tuyau d'échangeur tel que décrit par le schéma de discrétisation de la Figure 2.4 :

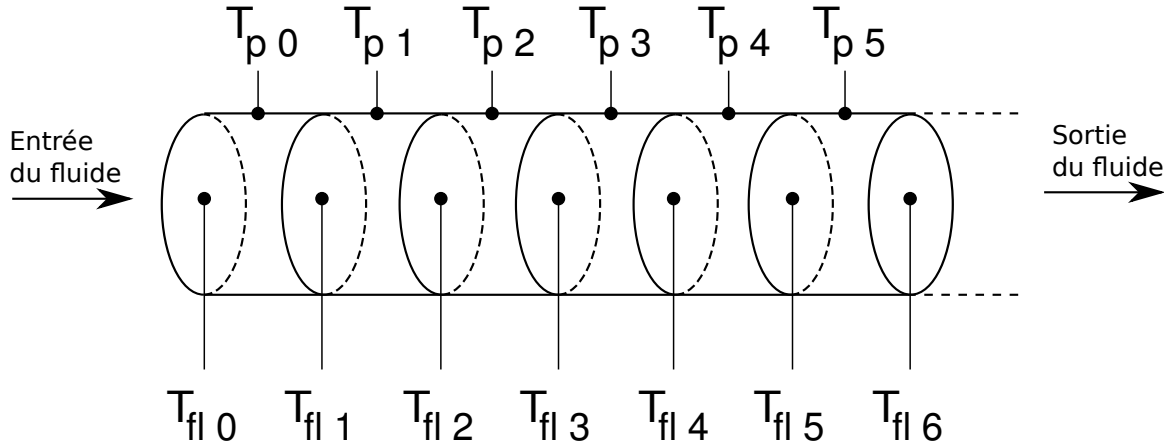


FIGURE 2.4 – Discrétisation du tuyau de l'échangeur géothermique

L'équation de transport 2.4 s'écrit alors en schéma d'Euler explicite décentré amont avec les notations de la Figure 2.4 :

$$\frac{T_{fli}^{t+\Delta t} - T_{fli}^t}{\Delta t} = -v_0 \frac{T_{fli}^t - T_{fli-1}^t}{\Delta x} - \frac{q_i'^t}{\rho SCp} \quad (2.5)$$

La température en entrée d'échangeur T_{fl0}^t est connue à chaque instant. Ce vecteur des températures d'entrée du fluide T_{fl0} constitue une donnée d'entrée du modèle. La température à l'instant $t + \Delta t$ s'exprime alors de la manière suivante :

$$\forall i \geq 1 \quad T_{fli}^{t+\Delta t} = \left(1 - v_0 \frac{\Delta t}{\Delta x}\right) T_{fli}^t + v_0 \frac{\Delta t}{\Delta x} T_{fli-1}^t - \frac{\Delta t}{\rho SCp} q_i'^t \quad (2.6)$$

Le critère de stabilité du schéma explicite s'écrit ici $(1 - v_0 \frac{\Delta t}{\Delta x}) > 0$, soit la limitation suivante sur le pas de temps :

$$\Delta t < \frac{\Delta x}{v_0} \quad (2.7)$$

On prendra donc pour pas de temps $\Delta t \approx \frac{\Delta x}{v_0}$ tel que recommandé par LeVeque pour modéliser correctement l'apparition de fronts raides de température.

2.2.1.2 Calcul de l'échange conductif dans le sol

L'échange conductif dans le sol est décrit en découpant le tuyau rectiligne en petits cylindres mis bout à bout à la paroi desquels un flux est échangé entre le fluide circulant dans le tuyau et le sol environnant, tel que le montre le schéma de la Figure 2.4. L'échange conductif autour du tuyau de l'échangeur est ici supposé uniquement radial, cette hypothèse est justifiée par le fait que les gradients de température sont bien plus importants dans le sens radial que parallèlement au tuyau de l'échangeur. On propose ici une solution de calcul de la température du sol suite à un échelon sur la température du fluide contenue dans le cylindre. Les variations de température du fluide seront prises en compte lors de la construction du modèle d'échangeur géothermique où une méthode de superposition temporelle d'échelons de température sera mise en oeuvre.

L'équation de la chaleur en 1D radial traduisant les échanges thermiques dans le sol s'écrit en coordonnées cylindriques :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.8)$$

Cette équation s'accompagne de deux conditions aux limites :

- La première condition aux limites impose une température de sol non perturbé T_0 à un rayon infini autour de la sonde. Celle-ci s'écrit :

$$\forall t \in [0, +\infty[\quad T(r, t) \xrightarrow[r \rightarrow +\infty]{} T_0 \quad (2.9)$$

- La seconde condition aux limites s'applique à la paroi du tuyau. Contrairement aux modèles de sondes géothermiques verticales où un flux est imposé à la paroi du forage, c'est ici la température du fluide dans le tuyau T_{fl}^e qui est connue et imposée sous forme d'un échelon ($T_{fl}^e - T_0$). On a alors une condition aux limites de type Newton avec une résistance thermique linéique globale R_{glob} (en $(m \cdot K)/W$) entre le fluide et le sol à la paroi du tuyau. Cette condition s'exprime sous la forme suivante :

$$\forall t \in [0, +\infty[\quad \frac{T_{fl}^e - T(r_{tu,e}, t)}{R_{glob}} = -2\pi r_{tu,e} \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{tu,e}} \quad (2.10)$$

On propose d'adimensionner l'écriture du problème à l'aide des variables suivantes :

- temps (nombre de Fourier) : $Fo = \frac{at}{r_{tu,e}^2}$
- distance : $\tilde{r} = \frac{r}{r_{tu,e}}$
- température : $\tilde{T} = \frac{T - T_0}{T_{fl}^e - T_0}$

L'équation de la chaleur se simplifie alors sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial Fo} = \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial}{\partial \tilde{r}} \left(\tilde{r} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{r}} \right) \quad (2.11)$$

Et les deux conditions aux limites s'écrivent :

$$\forall Fo \in [0, +\infty[\quad \tilde{T}(\tilde{r}, Fo) \xrightarrow[\tilde{r} \rightarrow +\infty]{} 0 \quad (2.12)$$

$$\forall Fo \in [0, +\infty[\quad \frac{1 - \tilde{T}(1, Fo)}{R_{glob}} = -2\pi \lambda \left. \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{r}} \right|_1 \quad (2.13)$$

La solution de cette équation différentielle associée à ces conditions aux limites est donnée par Baudoin dans sa thèse [7] après résolution en variables de Laplace et s'écrit :

$$\begin{aligned} \tilde{T}(\tilde{r}, Fo) &= 1 + \frac{1}{\pi \lambda R_{glob}} \int_0^{+\infty} \left[\frac{J_0(\tilde{r}u)Y(u) - Y_0(\tilde{r}u)J(u)}{J(u)^2 + Y(u)^2} e^{-Fo \cdot u^2} \right] \frac{du}{u} \\ \text{avec} \quad J(u) &= uJ_1(u) + \frac{1}{2\pi \lambda R_{glob}} J_0(u) \\ Y(u) &= uY_1(u) + \frac{1}{2\pi \lambda R_{glob}} Y_0(u) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Cette solution est difficile à évaluer numériquement. Pour simplifier la résolution, Baudoin propose la solution approximée suivante obtenue par inversion numérique de Gaver :

$$\begin{aligned} \tilde{T}(\tilde{r}, Fo) &= \frac{1}{2\pi \lambda R_{glob}} \sum_{j=1}^{10} \frac{V_j}{j} \frac{K_0(\eta_j \tilde{r})}{\eta_j K_1(\eta_j) + \frac{1}{2\pi \lambda R_{glob}} K_0(\eta_j)} \\ \text{avec} \quad \eta_j &= \sqrt{\frac{j \ln(2)}{Fo}} \\ \text{et} \quad V_j &= \sum_{k=\text{Ent}(\frac{j-1}{2})}^{\min(j,5)} \frac{(-1)^{j-5} k^5 (2k)!}{(5-k)! (k-1)! k! (j-k)! (2k-j)!} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Afin de valider la solution approximée proposée par Baudoin, la solution exacte étant difficile à évaluer, une résolution par différences finies du problème est proposée. Le problème est résolu en discrétisant le sol autour de la sonde par un maillage à pas géométriques. Un tel maillage permet de prendre compte la géométrie cylindrique du problème et de raffiner le calcul lorsque l'on s'approche de la paroi du cylindre où le gradient de température est plus important. Les détails de calcul sont donnés en Annexe A.

Les résultats donnés par ces deux solutions (approximation de Baudoin et calcul par différences finies) sont représentés en fonction du temps adimensionné et pour différents rayons adimensionnés sur un même graphe en Figure 2.5.

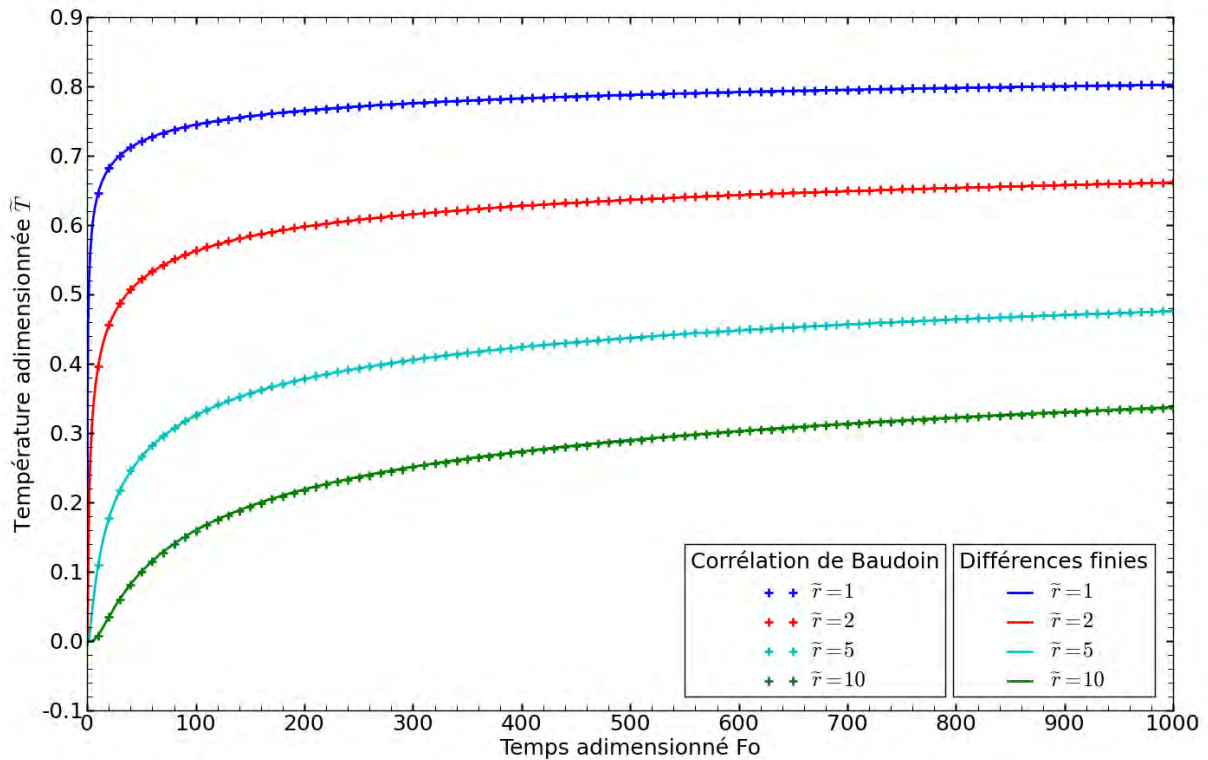


FIGURE 2.5 – Calcul de la température adimensionnée \tilde{T} autour d'un cylindre dans un milieu infini avec condition de Newton à la paroi (Calcul par différence finies et corrélation de Baudoin)

On remarque sur ce graphe que les résultats donnés par ces deux solutions se superposent parfaitement. Cela permet donc de valider l'approximation proposée par Baudoin et de l'utiliser pour calculer l'échange thermique dans le sol dans le modèle d'échangeur horizontal.

2.2.1.3 Principe de calcul du modèle d'échangeur

Le modèle proposé ici est un modèle à pas de temps constant. Celui-ci doit être capable de donner la température en sortie d'échangeur à chaque instant, la température d'entrée étant connue.

Données d'entrée et de sortie et paramètres du modèle

La donnée d'entrée du modèle est la température du fluide à l'entrée dans l'échangeur à chaque instant. Les sorties attendues sont la température du fluide à la sortie de l'échangeur, la température à la paroi du tuyau d'échangeur et le flux échangé avec le sol le long du tuyau. Les paramètres du modèle sont rassemblés en Table 2.2 et des valeurs de référence correspondant à des valeurs typiques de ces paramètres sont proposées.

Paramètre du modèle		Valeur de référence
<i>Propriétés du sol</i>		
Conductivité thermique	λ	$2.4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Diffusivité thermique	a	$0.9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Température sans perturbation	T_0	10°C
<i>Caractéristiques du tuyau</i>		
Rayon extérieur	$r_{tu,e}$	0.01 m
Longueur	L_{tu}	100 m
<i>Propriétés du fluide</i>		
Capacité calorifique massique	C_{pfl}	$3700 \text{ J}/(\text{kgK})$
Masse volumique	ρ_{fl}	$1000 \text{ kg}/\text{K}$
Débit volume	\dot{V}_{fl}	$1.0 \text{ m}^3/\text{h}$
<i>Echange fluide - paroi extérieure de tuyau</i>		
Résistance thermique spécifique	R_{glob}	$0.0745 (\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}$

TABLE 2.2 – Paramètres du modèle d'échangeur horizontal

Calcul de la puissance thermique échangée avec le sol

Alors que le fluide dans le tuyau est initialement à la température du sol non perturbé T_0 , un échelon de température ($T_{fl}^0 - T_0$) lui est imposé. On rappelle que les notations sont définies de telle manière que les indices de pas de temps sont en exposant et ceux d'espace en indice. La puissance linéique échangée avec le sol pendant un intervalle de temps Δt est alors définie par la relation suivante :

$$q'^1 = \frac{1}{\Delta t} \frac{1}{R_{glob}} \int_0^{\Delta t} [T_{fl}^0 - T_p(r_{tu,e}, t)] dt \quad (2.16)$$

Soit en introduisant T_0 dans l'équation :

$$q'^1 = \frac{1}{\Delta t} \frac{T_{fl}^0 - T_0}{R_{glob}} \int_0^{\Delta t} \left[1 - \frac{T_p(r_{tu,e}, t) - T_0}{T_{fl}^0 - T_0} \right] dt \quad (2.17)$$

Après changement de variables ($\tau = \frac{at}{r_{tu,e}^2}$), on obtient :

$$q'^1 = \frac{1}{\Delta t} \frac{r_{tu,e}^2 (T_{fl}^0 - T_0)}{a R_{glob}} \int_0^{\frac{a\Delta t}{r_{tu,e}^2}} [1 - \tilde{T}(1, \tau)] d\tau \quad (2.18)$$

Cette équation permet alors de calculer la puissance linéique échangée à la paroi du tuyau suite un échelon de température imposé au fluide. La température adimensionnée est obtenue par la corrélation de Baudoin dont les résultats ont été validés lors de la partie précédente.

Mise en oeuvre du principe de superposition temporelle

Les équations 2.15 et 2.18 permettent de calculer la température à la paroi du tuyau ainsi que le flux linéique échangé avec le sol suite à un échelon de température du fluide. La température du fluide n'évolue cependant pas sous forme d'un échelon mais en fonction de la température en entrée d'échangeur. On met alors en oeuvre le principe de superposition temporelle de signaux de type échelon afin de calculer l'évolution de la température à la paroi du forage et du flux linéique échangé. Ce principe a été utilisé pour des calculs d'échange thermique dans le sol par Ingersoll et al. [33]. Dans ce calcul proposé par Ingersoll et al. des échelons de flux de chaleur sont superposés, ce même principe est ici appliqué à des échelons de température.

Le signal de température de fluide est discrétisé suivant un pas de temps constant Δt . Le principe de superposition temporelle consiste à découper chaque créneau de température associé à un pas de temps Δt en une soustraction de deux signaux de type échelon. La Figure 2.6 détaille le découpage du signal de température de fluide pour le calcul de la température de paroi à l'instant $n\Delta t$ par cette méthode.

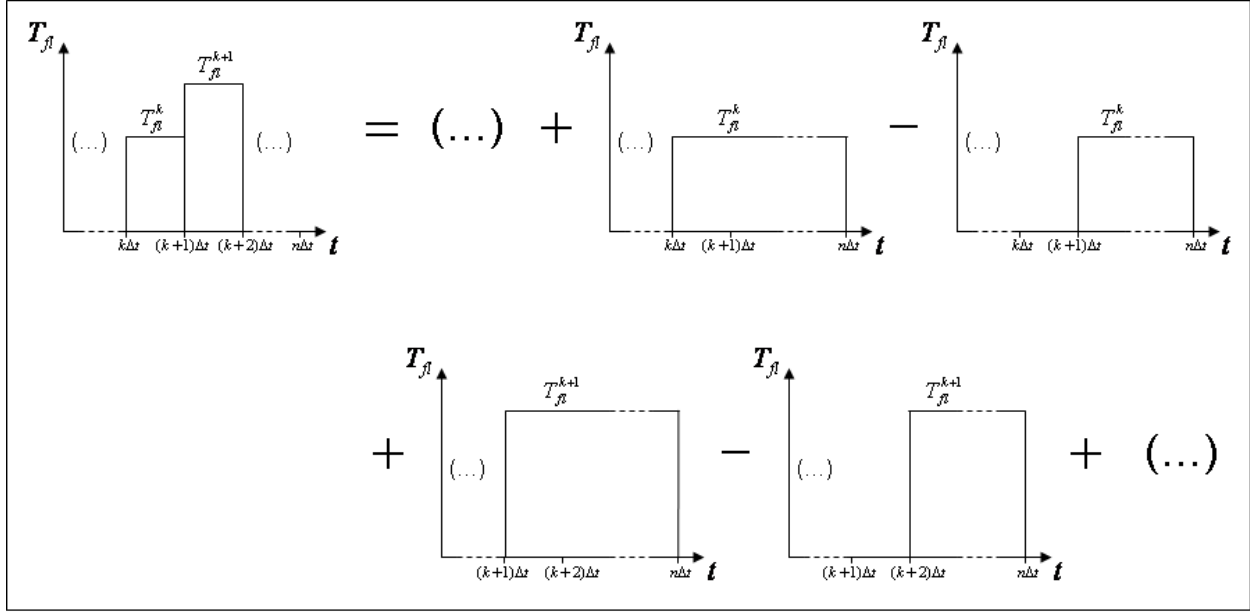


FIGURE 2.6 – Application du principe de superposition temporelle pour le calcul de la température de paroi à l'instant $n\Delta t$

La température du fluide est initialement stabilisée à la température du sol non perturbé T_0 . On a alors $T_{fl}^0 = T_0$ et le premier créneau de température intervient à la température T_{fl}^1 . On obtient la température de paroi après n pas de temps Δt en appliquant le principe de superposition temporelle à la solution donnée par l'équation 2.15, la température du fluide T_{fl}^k étant connue à chaque pas de temps. Cette température de paroi T_p^n s'exprime alors par la relation générale suivante :

$$T_p^n = \sum_{k=0}^{n-2} (T_{fl}^{k+1} - T_{fl}^k) \tilde{T} \left(1, \frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) + T_0 \quad (2.19)$$

On obtient de la même manière l'expression du flux échangé à la paroi après n pas de temps Δt à partir de la solution suite à un échelon de température de fluide dans le tuyau donnée par l'équation 2.18. Celle-ci s'écrit alors :

$$q^n = \frac{1}{\Delta t} \left[\sum_{k=0}^{n-2} \frac{(T_{fl}^{k+1} - T_{fl}^k) r_{tu,e}^2}{R_{glob} \cdot a} \int_0^{\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2}} (1 - \tilde{T}(1, \tau)) d\tau - \sum_{k=0}^{n-3} \frac{(T_{fl}^{k+1} - T_{fl}^k) r_{tu,e}^2}{R_{glob} \cdot a} \int_0^{\frac{a(n-2-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2}} (1 - \tilde{T}(1, \tau)) d\tau \right] \quad (2.20)$$

Procédure de calcul

La Figure 2.7 détaille l'ordonnancement des calculs du modèle d'échangeur géothermique proposé. Celui-ci nécessite en entrée les n températures de fluide à l'entrée de l'échangeur en fonction du temps ($T_{fl0} = \{T_{fl0}^0, T_{fl0}^1, \dots, T_{fl0}^{n-1}\}$). Le modèle part d'un état initial non perturbé. Le 1^{er} vecteur de la température du fluide T_{fl}^0 contient les températures de fluide dans chaque tranche de tuyau et est donc initialisé à la température du sol non perturbé T_0 . On calcule alors parallèlement pour toutes les tranches de tuyau le flux échangé sur le pas de temps courant, puis la température du fluide après ce pas de temps. Ce même processus est ensuite réitéré lors du passage à un nouveau pas de temps.

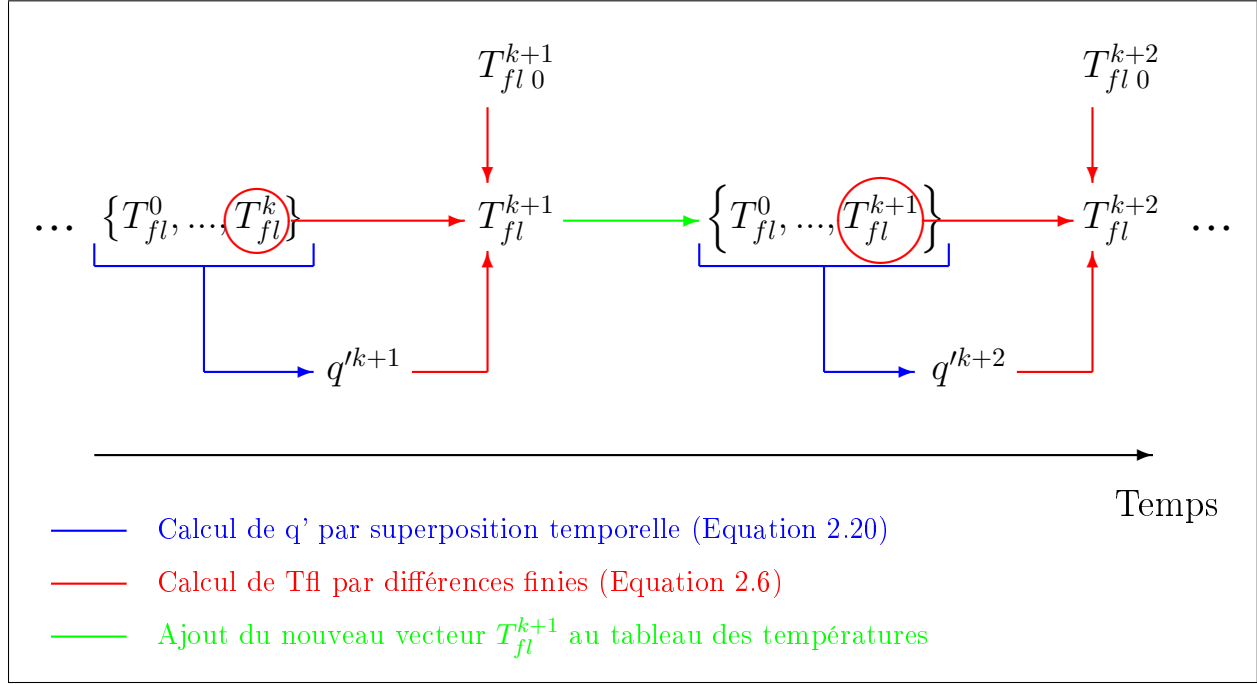


FIGURE 2.7 – Algorithme de calcul du modèle d'échangeur horizontal pour les courtes durées

Parmi les sorties attendues du modèle, en plus des températures de fluide et des flux échangés avec le sol, on souhaite connaître les températures à la paroi du tuyau. Ces températures sont calculées par superposition temporelle à l'aide de l'Equation 2.19 une fois le tableau des températures de fluide connu (température à chaque abscisse curviligne du tuyau et à chaque instant).

Premières visualisations graphiques des résultats du modèle

Afin de tester le bon fonctionnement du modèle, une première simulation a été effectuée en partant d'un sol initialement à $10^\circ C$ et en appliquant subitement un échelon de température à $30^\circ C$ à l'entrée de l'échangeur. Les valeurs des différents paramètres utilisées ici sont les valeurs de référence données en Table 2.2. Le pas d'espace Δx est de 10 cm et le pas de temps est alors choisi légèrement inférieur au critère de stabilité de l'équation 2.7 tel que recommandé pour le calcul de l'échange convectif fluide-paroi (partie 2.2.1.1), soit un pas de temps de 0.05 s .

La Figure 2.8 montre l'évolution de la température du fluide et à la paroi de tuyau pour différents instants. Ce graphe permet en particulier de visualiser le transport d'un front de température le long du tuyau enterré. La température du sol en paroi de tuyau est réchauffée par la passage du fluide chaud et la zone en début de tuyau est significativement plus chaude. En effet, cette zone est en contact avec le fluide chaud dès l'injection et le fluide ne s'est pas encore refroidi avec le sol à l'entrée.

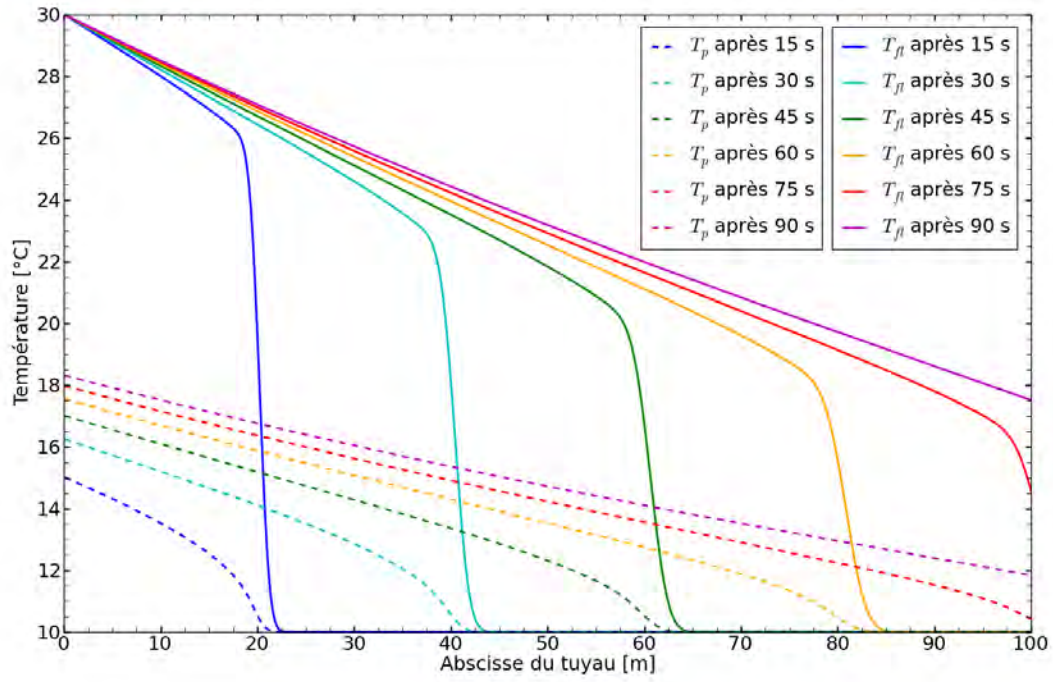


FIGURE 2.8 – Température du fluide T_{fl} et de paroi extérieure du tuyau T_p à différents instants suite à un échelon à $30^{\circ}C$ à l'entrée de l'échangeur (sol initialement à $10^{\circ}C$)

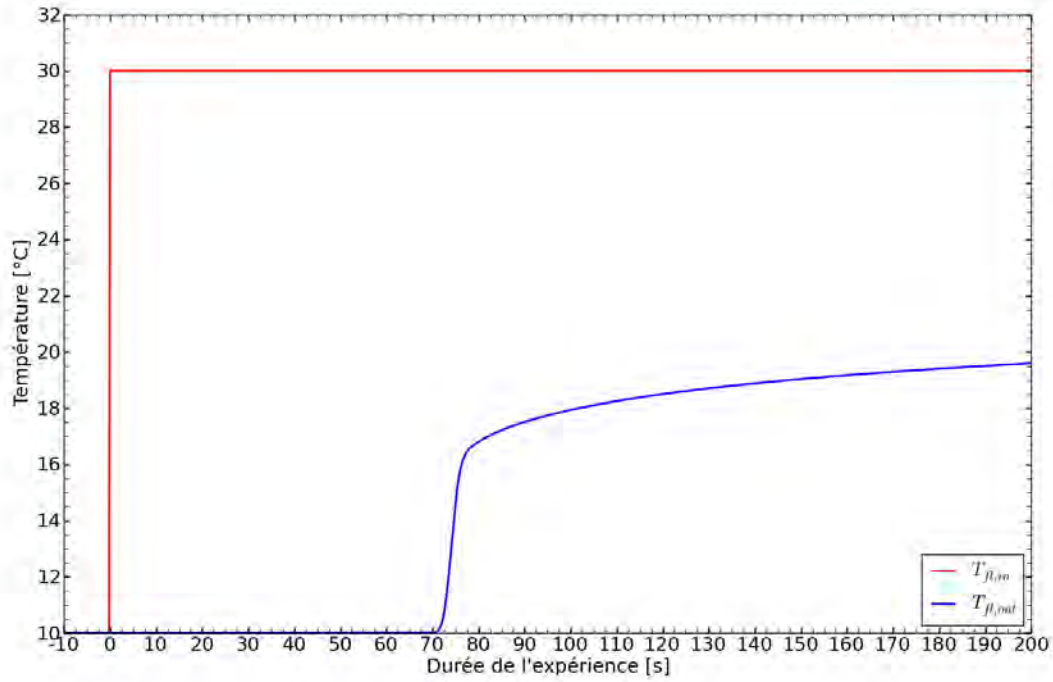


FIGURE 2.9 – Températures du fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur géothermique $T_{fl,in}$ et $T_{fl,out}$ (abscisse = 100 m)

Suite à la même simulation, la Figure 2.9 représente la température à l'entrée et à la sortie de l'échangeur au cours de cet essai. Le temps de résidence du fluide dans l'échangeur est ici bien mis en évidence (durée entre l'échelon de température à l'entrée et l'apparition du front chaud de température à la sortie), soit 72 s par lecture sur le graphique. La longueur de l'échangeur étant de 100 m, cela correspond à une vitesse d'écoulement du fluide de 1.39 m/s. Cela coïncide bien avec la valeur de débit de 1 m³/h qui donne une vitesse de 1.35 m/s, le rayon intérieur du tuyau étant de 0.81 cm.

Conclusions

Le modèle développé dans cette partie permet de traduire de façon satisfaisante les effets de transport du fluide dans l'échangeur ainsi que les échanges thermiques avec le sol environnant. Cependant il n'est pas utilisable pour des durées supérieures à quelques heures pour les deux raisons suivantes :

- Le temps de calcul du modèle est important et devient un facteur limitant à partir d'une simulation d'une durée de quelques heures sur un ordinateur de bureau classique. Cela est dû au pas de temps très court (0.05 s pour les simulations présentées) .
- L'effet de surface du sol et l'interaction entre tuyaux enterrés voisins ne sont pas pris en compte par le modèle. Or ceux-ci interviennent typiquement à partir de quelques heures à plusieurs dizaines d'heures en fonction de l'espacement entre tuyaux.

2.2.2 Modèle d'échangeur horizontal pour sollicitations thermiques du sol sur de longues durées

Contrairement au modèle simplifié adapté aux courtes durées proposé dans la précédente partie, ce modèle doit tenir compte des interactions des différentes portions de tuyaux d'échangeur entre elles ainsi que de l'effet de bord du à la surface du sol. On considérera la surface du sol thermostatée et la surface constitue donc une condition à température imposée du modèle. Pour tenir compte des variations de températures à la surface du sol en cours d'essai on pourra ajouter une correction à la température du sol à la profondeur d'enfouissement de l'échangeur.

Le modèle a la même architecture que le modèle simplifié pour les courtes durées : les échanges dans le fluide et le sol sont traités par des modèles indépendants, puis couplés dans le modèle complet d'échangeur géothermique.

2.2.2.1 Calcul de l'échange convectif fluide-paroi

Afin d'effectuer des calculs sur de longues durées, le pas de temps de calcul qui était limité par le critère de stabilité du schéma explicite dans le modèle simplifié d'échangeur doit pouvoir être augmenté. Un schéma implicite étant inconditionnellement stable, l'usage de ce schéma autorise ainsi un pas de temps plus important et permettra de simuler des expériences sur de plus longues durées.

Après discrétisation suivant les notations de la Figure 2.4, l'équation de transport 2.4 s'écrit en schéma implicite décentré amont :

$$\frac{T_{fli}^{t+\Delta t} - T_{fli}^t}{\Delta t} = -v_0 \frac{T_{fli}^{t+\Delta t} - T_{fli-1}^{t+\Delta t}}{\Delta x} - \frac{q_i' t}{\rho SCp} \quad (2.21)$$

La température d'entrée dans l'échangeur étant connue à chaque instant ($T_{fl0}^{t_0}, T_{fl0}^{t_1}, \dots$), on calcule successivement $T_{fl1}^{t+\Delta t}, T_{fl2}^{t+\Delta t}, \dots$ à l'aide de la relation suivante déduite de l'équation 2.21 :

$$T_{fli}^{t+\Delta t} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta x}{v_0 \Delta t}} T_{fli-1}^{t+\Delta t} + \frac{1}{1 + \frac{v_0 \Delta t}{\Delta x}} T_{fli}^t - \frac{1}{\rho SCp \left(\frac{1}{\Delta t} + \frac{v_0}{\Delta x} \right)} q_i' t \quad (2.22)$$

2.2.2.2 Calcul de l'échange conductif dans le sol

L'échange par conduction dans le sol est ici calculé à partir de la solution de la source cylindrique avec condition de Newton utilisée pour le modèle court terme d'échangeur (Equation 2.15). Afin de tenir compte de l'interférence thermique des différentes portions de tuyaux entre elles, la géométrie réelle de l'échangeur horizontal (cf Figure 2.3) est simplifiée en 8 portions de tuyaux parallèles tel que le montre la Figure 2.10.

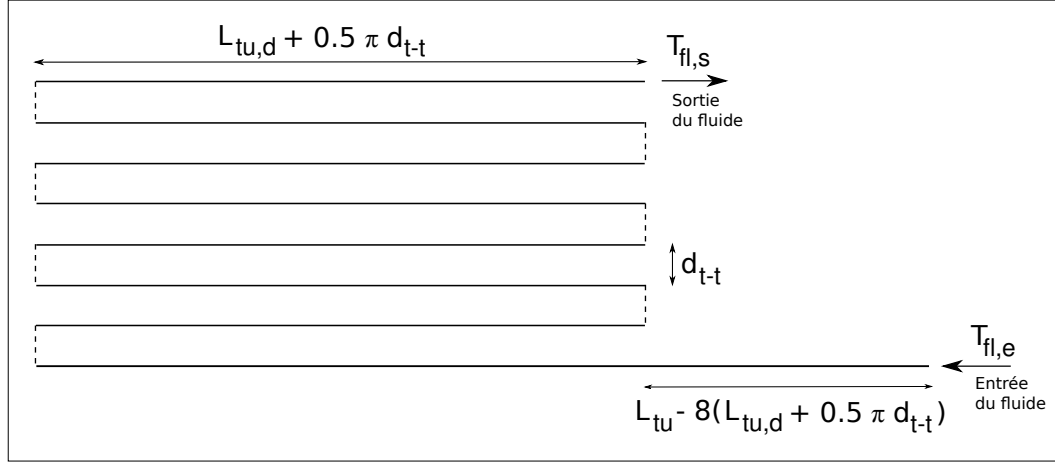


FIGURE 2.10 – Géométrie simplifiée de l'échangeur horizontal

Pour tenir compte des interactions sans construire un modèle aux éléments finis complet qui serait coûteux en temps de calcul, Pinel [52] propose de superposer spatialement l'influence des différentes sections droites de tuyaux entre elles en tenant compte des puissances évacuées par chacune d'elles. On modélise ici ces effets d'interférence de manière plus précise en calculant l'influence des différentes portions de tuyaux sur chaque longueur élémentaire Δx . La solution de la source cylindrique de l'équation 2.15 permet ainsi de superposer ces effets sur chaque tranche perpendiculaire aux tuyaux d'épaisseur Δx . De la même manière la condition de température à la surface du sol est obtenue en superposant à une hauteur d (égale à la profondeur d'enfouissement de l'échangeur réel) au dessus de la surface du sol un échangeur virtuel dont chaque section de longueur Δx puise la même quantité de chaleur au sol que celle donnée par l'échangeur réel. La Figure 2.11 montre ainsi trois tuyaux parallèles entre eux ainsi que leur tuyaux images sur une section élémentaire d'épaisseur Δx .

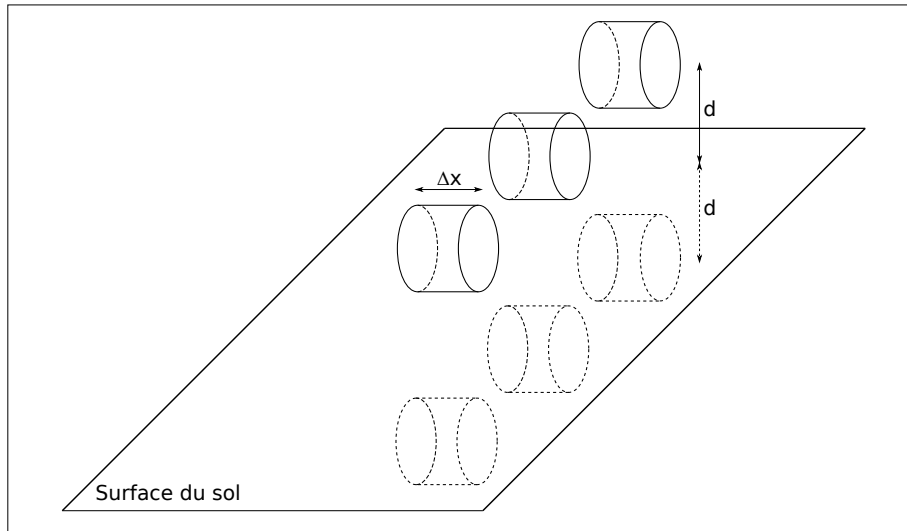


FIGURE 2.11 – Vue de 3 tuyaux et de leur tuyaux images sur une tranche d'épaisseur Δx

L'impact thermique de chaque section de tuyau sur une autre est traduit en une correction sur la température de paroi de tuyau appelée pénalité de température T_{pen} . Pour tenir compte de ces effets de superposition spatiale dus aux sections de tuyaux parallèles et aux sections de tuyaux images, on définit des fonctions $G_{h,j}$, j correspondant à l'impact de la j^e section de tuyau sur la section courante. $j = 0$ correspond au calcul de la température de paroi, $j = 1$ à l'impact du 1^{er} tuyau adjacent (à une distance d_{t-t}), $j = 2$ au second tuyau adjacent (à une distance $2 * d_{t-t}$), etc. Ces fonctions $G_{h,j}$ s'expriment alors :

$$G_{h,0}(Fo) = \tilde{T}(1, Fo) - \tilde{T}\left(\frac{2d}{r_{tu,e}}, Fo\right) \quad (2.23)$$

$$\forall j \in [1, 2, \dots, 7] \quad G_{h,j}(Fo) = \tilde{T}\left(\frac{j \cdot d_{t-t}}{r_{tu,e}}, Fo\right) - \tilde{T}\left(\frac{\sqrt{4d^2 + (j \cdot d_{t-t})^2}}{r_{tu,e}}, Fo\right) \quad (2.24)$$

On appelle $nbpt_i$ le nombre d'éléments du maillage sur la section initiale de l'échangeur de longueur $L_{tu} - 8(L_{tu,d} + 0.5 \pi d_{t-t})$ non impactée par les autres sections de tuyaux (cf Figure 2.10). $nbpt_d$ est le nombre d'éléments sur chaque section de tuyau droit de longueur $(L_{tu,d} + 0.5 \pi d_{t-t})$. La température T_{pen} au pas de temps n se calcule par superposition temporelle et par somme des contributions des 7 tuyaux adjacents telle qu'elle est décrite par l'expression générale suivante :

$$T_{pen}^n [0, \dots, nbpt_i - 1] = 0 \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} \forall p \in [0, \dots, 7] \\ T_{pen}^n s_p = \sum_{k=0}^{n-2} \left[\sum_{j=0}^{p-1} \left[f_{par}(j) \left(\Delta T_{fl s_{av,j}}^{k+1} - \Delta T_{fl s_{av,j}}^k \right) G_{h,j+1} \left(\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) \right. \right. \\ \left. \left. + f_{par}(j+1) \left(\Delta T_{fl s_{av,j,inv}}^{k+1} - \Delta T_{fl s_{av,j,inv}}^k \right) G_{h,j+1} \left(\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) \right] \right. \\ \left. + \sum_{l=0}^{7-(p+1)} \left[f_{par}(l) \left(\Delta T_{fl s_{ap,j}}^{k+1} - \Delta T_{fl s_{ap,j}}^k \right) G_{h,l+1} \left(\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) \right. \right. \\ \left. \left. + f_{par}(l+1) \left(\Delta T_{fl s_{ap,j,inv}}^{k+1} - \Delta T_{fl s_{ap,j,inv}}^k \right) G_{h,l+1} \left(\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) \right] \right] \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \text{avec } \Delta T_{fl s} &= T_{fl s}^k - (T_0^k + T_{pen s}^k) \\ s_p &= [nbpt_i + p \cdot nbpt_d, \dots, nbpt_i + (p+1) \cdot nbpt_d - 1] \\ s_{av,j} &= [nbpt_i + (p-j-1) \cdot nbpt_d, \dots, nbpt_i + (p-j) \cdot nbpt_d - 1] \\ s_{av,j,inv} &= [nbpt_i + (p-j) \cdot nbpt_d - 1, \dots, nbpt_i + (p-j-1) \cdot nbpt_d] \\ s_{ap,j} &= [nbpt_i + (p+j+1) \cdot nbpt_d, \dots, nbpt_i + (p+j+2) \cdot nbpt_d - 1] \\ s_{ap,j,inv} &= [nbpt_i + (p+j+2) \cdot nbpt_d - 1, \dots, nbpt_i + (p+j+1) \cdot nbpt_d] \end{aligned}$$

$$\text{et la fonction : } f_{par}(m) = \begin{cases} 0 & \text{si } m \text{ est pair} \\ 1 & \text{si } m \text{ est impair} \end{cases}$$

La température de paroi T_p et la puissance échangée avec le sol q' sont calculées en tenant compte de cette correction de température T_{pen} par les expressions suivantes déduites des équations 2.19 et 2.20 :

$$T_p^n = \sum_{k=0}^{n-2} \left[(T_{fl}^{k+1} - T_{pen}^{k+1}) - (T_{fl}^k - T_{pen}^k) \right] G_{h,0} \left(\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2} \right) + T_0 + T_{pen}^n \quad (2.27)$$

$$q'^n = \frac{1}{\Delta t} \left[\sum_{k=0}^{n-2} \frac{\left[(T_{fl}^{k+1} - T_{pen}^{k+1}) - (T_{fl}^k - T_{pen}^k) \right] r_{tu,e}^2}{R_{glob} \cdot a} \int_0^{\frac{a(n-1-k)\Delta t}{r_{tu,e}^2}} (1 - G_{h,0}(\tau)) d\tau \right] \quad (2.28)$$

2.2.2.3 Procédure de calcul

La procédure de calcul du modèle est détaillée en Figure 2.12. Celle-ci nécessite les mêmes données d'entrée que le modèle d'échangeur développé pour les courtes durées soit : la température du sol non perturbé T_0 (la température du fluide y étant égale dans tout le tuyau au lancement du calcul) et le vecteur des températures d'entrée du fluide dans l'échangeur à chaque instant $T_{fl0} = \{T_{fl0}^0, T_{fl0}^1, \dots, T_{fl0}^{n-1}\}$. La correction de température au début de l'essai est initialisée à $0^\circ C$. Le programme calcule dans un premier temps le flux échangé sur le pas de temps courant à partir des valeurs de température de fluide T_{fl} et leurs corrections respectives T_{pen} . La température du fluide T_{fl} est ensuite calculée par différences finies à la fin du pas de temps. Les nouvelles valeurs de T_{fl} et T_p sont stockées dans le tableau des températures. Le programme réitère alors le même processus sur le pas de temps suivant.

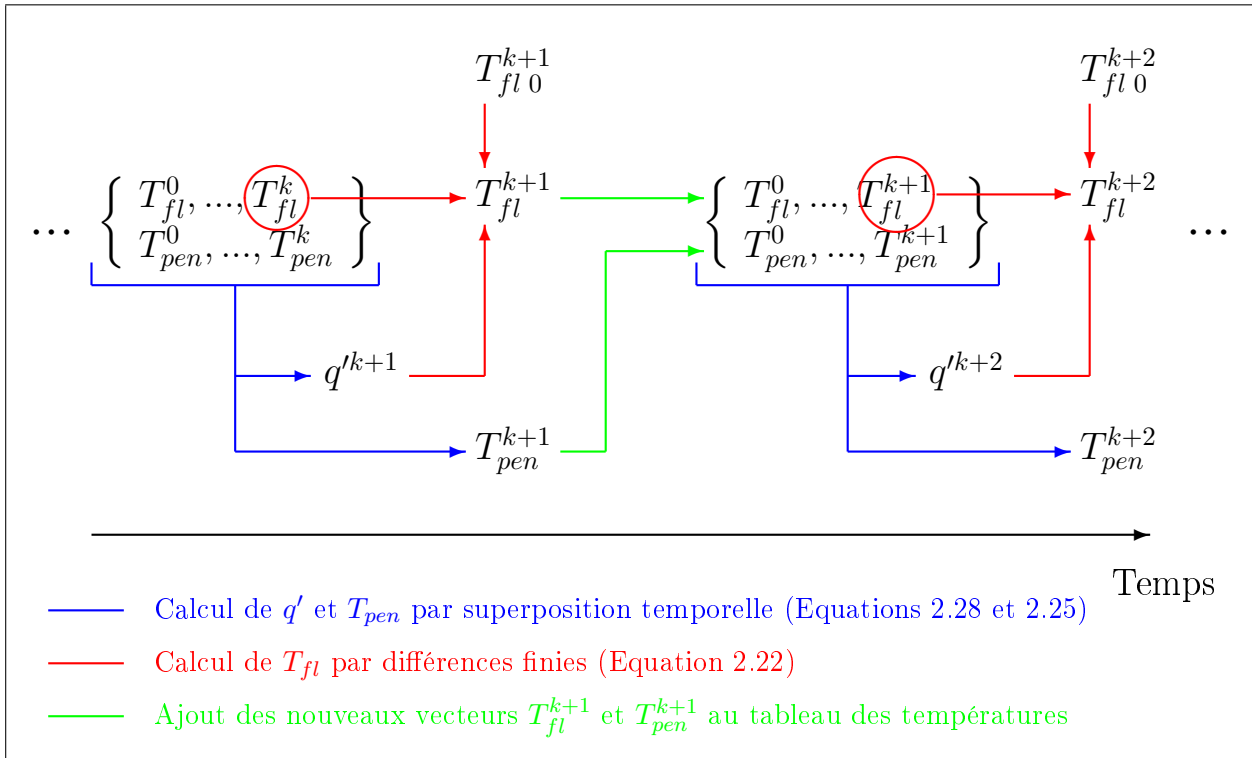


FIGURE 2.12 – Algorithme de calcul du modèle d'échangeur horizontal pour les longues durées

Les sorties attendues du modèle sont les mêmes que pour le précédent modèle consacré aux sollicitations thermiques de courte durée, soit : la température de fluide T_{fl} , le flux échangé à la paroi q' et la température en paroi de tuyau T_p . La température de paroi T_p est calculée indépendamment une fois que le programme principal décrit en Figure 2.12 a terminé ses itérations à partir du tableau des valeurs de température T_{fl} et des corrections T_{pen} à l'aide de l'équation 2.27.

2.2.2.4 Premiers résultats du modèle

Afin de présenter des premières courbes de résultats, on fixe les différents paramètres à leurs valeurs de référence données en Table 2.2. Les caractéristiques de la géométrie de l'échangeur horizontal modélisé sont récapitulées en Table 2.3 avec les notations de la Figure 2.10.

Profondeur d'enfouissement	d	1 m
Nombre de sections droites de tuyaux parallèles	$nbtu_{par}$	8
Longueur des sections droites de tuyau	$L_{tu,d}$	11 m
Ecartement des tuyaux parallèles entre eux	d_{t-t}	0.5 m
Longueur totale de l'échangeur	L_{tu}	100 m

TABLE 2.3 – Caractéristiques géométriques de l'échangeur horizontal modélisé

De la même manière que pour le test du modèle court terme d'échangeur horizontal, on effectue une première simulation en injectant un fluide à $30^\circ C$, le sol et le fluide étant initialement à une température de $10^\circ C$. L'essai est en revanche effectué sur une durée beaucoup plus importante (100 h) afin de visualiser l'apparition des effets d'interactions thermiques des différentes portions de tuyaux entre elles. Le pas d'espace Δx est de 10 cm et le pas de temps de 60 s.

La Figure 2.13 montre la température du fluide et à la paroi du tuyau après 10, 30, 50, 70 et 90 heures en fonction de l'abscisse curviligne du tuyau. On remarque sur ce graphe l'apparition de “marches” sur la température de paroi T_p . Celles-ci sont représentatives des interactions des différentes sections parallèles de tuyau entre elles qui constituent des discontinuités de condition limite. Après la 1^{re} portion de tuyau non perturbée par les autres (1^{re} portion de tuyau après l'entrée du fluide (cf Figure 2.10)), on compte ainsi sur ce graphe 9 “marches” correspondant à la première section de tuyau isolée et aux 8 sections droites parallèles de tuyaux de l'échangeur. On remarque que la première, la seconde et la dernière marches sont plus prononcées que les autres. Cela vient du fait que ces sections de tuyaux n'ont aucun tuyau adjacent pour la première et un seul tuyau adjacent pour la seconde et la dernière, contrairement aux portions droites centrales qui ont deux tuyaux adjacents (un de chaque côté). On a ainsi une sorte d'équilibrage thermique qui se met en place au centre de l'échangeur et limite les échanges thermiques. Les sections périphériques de tuyaux permettent en revanche un meilleur échange avec le sol environnant.

Le flux échangé le long de la paroi du tuyau au cours de ce même essai est représenté en Figure 2.14 aux mêmes instants (après 10, 30, 50, 70 et 90 heures) en fonction de l'abscisse curviligne le long de l'échangeur. On retrouve sur ce graphe ces mêmes marches au passage d'une section droite de tuyau à une autre. L'interaction thermique entre les sections droites de tuyaux apparaît après 10 h et s'accroît ensuite au cours du temps. Après 90 heures, on remarque ainsi que les flux échangés sont bien plus importants sur les 2 sections de tuyaux en bordure d'échangeur et le sont encore plus sur la première section droite de tuyau non perturbée par les autres. Ces trois sections constituent alors la partie “efficace” de l'échangeur enterré. Cet effet est cependant exagéré par la modélisation “radiale pure” qui prend mal en compte les échanges de chaleur avec le sol dans les virages du tuyau de l'échangeur.

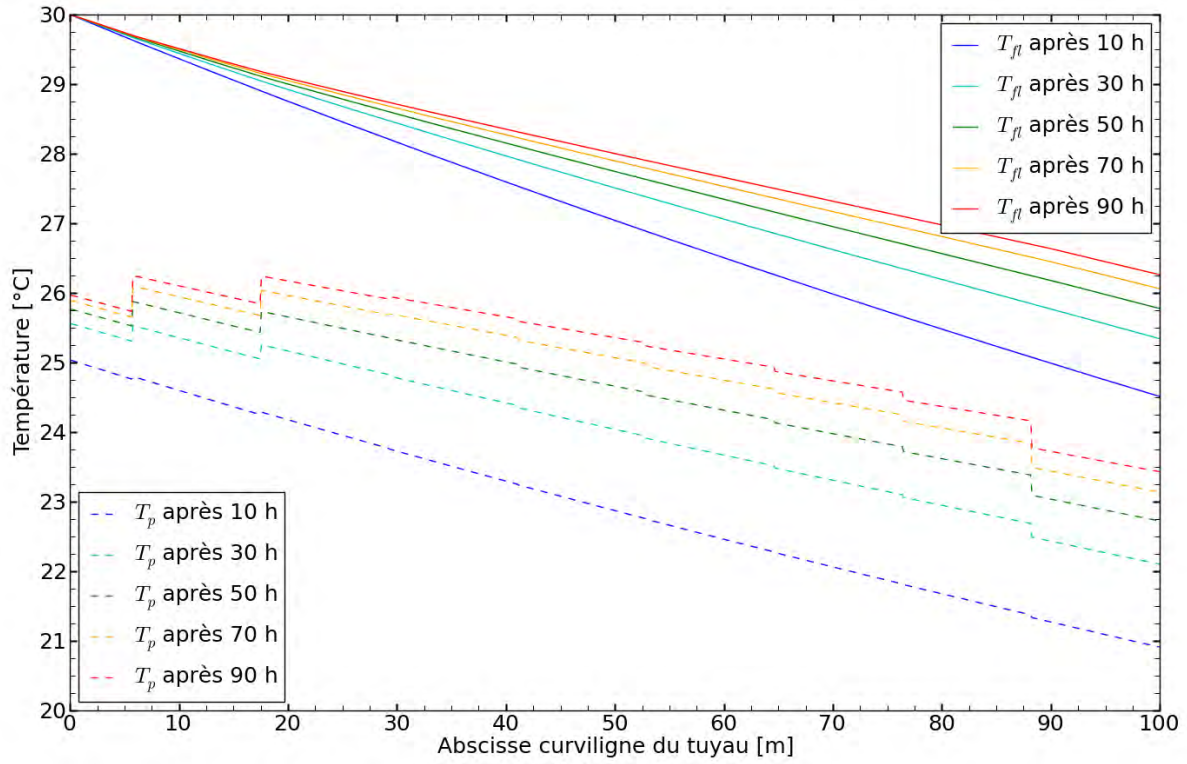


FIGURE 2.13 – Température du fluide T_{fl} et à la paroi extérieure du tuyau T_p à différents instants sur un essai de 100 h suite à un échelon à 30 $^{\circ}\text{C}$ à l'entrée de l'échangeur (sol initialement à 10 $^{\circ}\text{C}$)

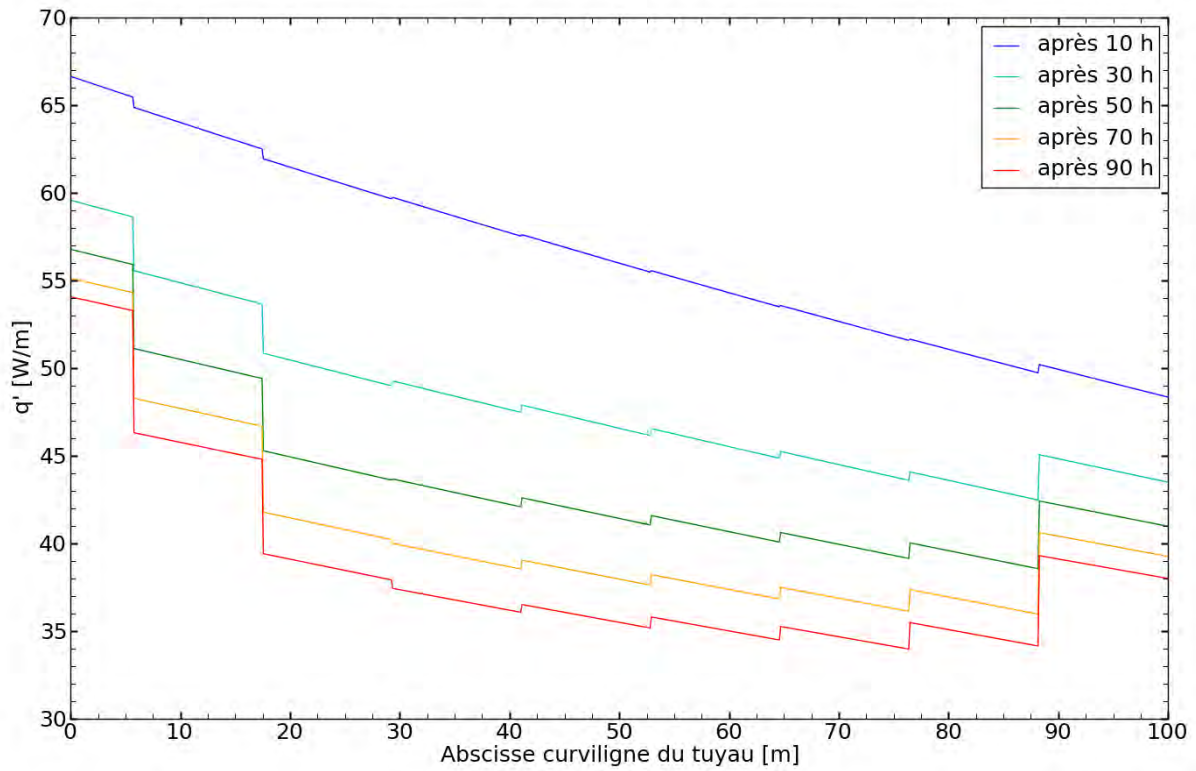


FIGURE 2.14 – Flux linéique échangé avec le sol à la paroi du tuyau au cours du même essai de 100 h à différents instants

Le graphe de la Figure 2.15 montre quant à lui l'évolution de la température en sortie d'échangeur géothermique au cours du temps lors de ce même essai. Cette température en sortie d'échangeur géothermique augmente de moins en moins vite au cours du temps, le sol étant de plus en plus chaud. Ce résultat est bien cohérent avec la Figure 2.14 qui montre une diminution de la puissance échangée avec le sol au fil du temps.

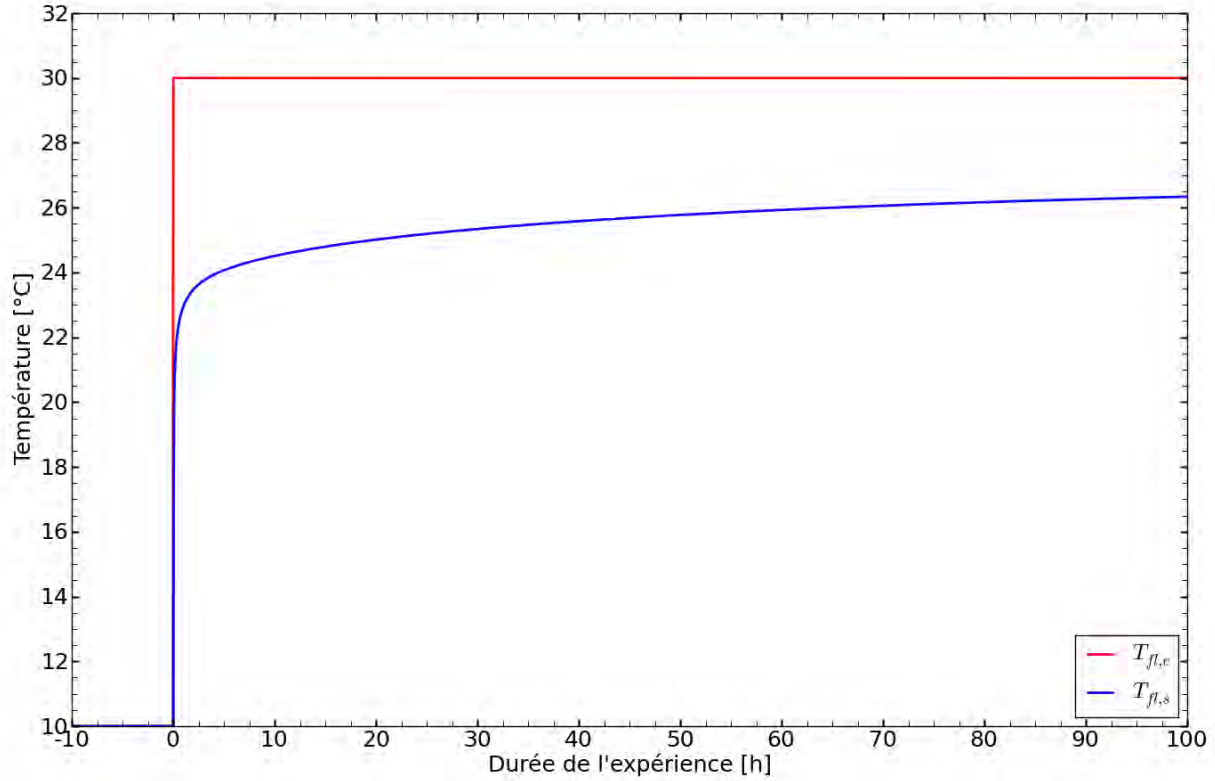


FIGURE 2.15 – Température en sortie d'échangeur en fonction du temps après un échelon de température à $30^{\circ}C$

2.2.2.5 Influence des paramètres sur les performances de l'échangeur

Afin d'évaluer l'impact de variations des différents paramètres sur les performances de l'échangeur géothermique, quelques simulations ont été effectuées avec les mêmes valeurs de référence que celles données dans les tables 2.2 et 2.3 sauf l'une d'entre elles testée sur sa plage de variation. Le fluide est ainsi toujours injecté à $30^{\circ}C$ dans un sol initialement à $10^{\circ}C$.

La Figure 2.16 montre l'évolution de la température du fluide en sortie d'échangeur géothermique au cours de l'essai en faisant varier tour à tour les valeurs des 6 paramètres clés du modèle dans leurs plages typiques de variations : la diffusivité thermique a de 0.25 à $2\text{ mm}^2/\text{s}$, la conductivité thermique λ de 0.5 à $4\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, la résistance linéique globale d'échange R_{glob} de 0.05 à $0.1\text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W}$, la distance entre les sections droites parallèles de tuyau d_{t-t} de 0.1 à 2 m , la capacité calorifique du fluide Cp_{fl} de 2800 à $4200\text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ et la température initiale du sol T_0 de 4 à $16^{\circ}C$.

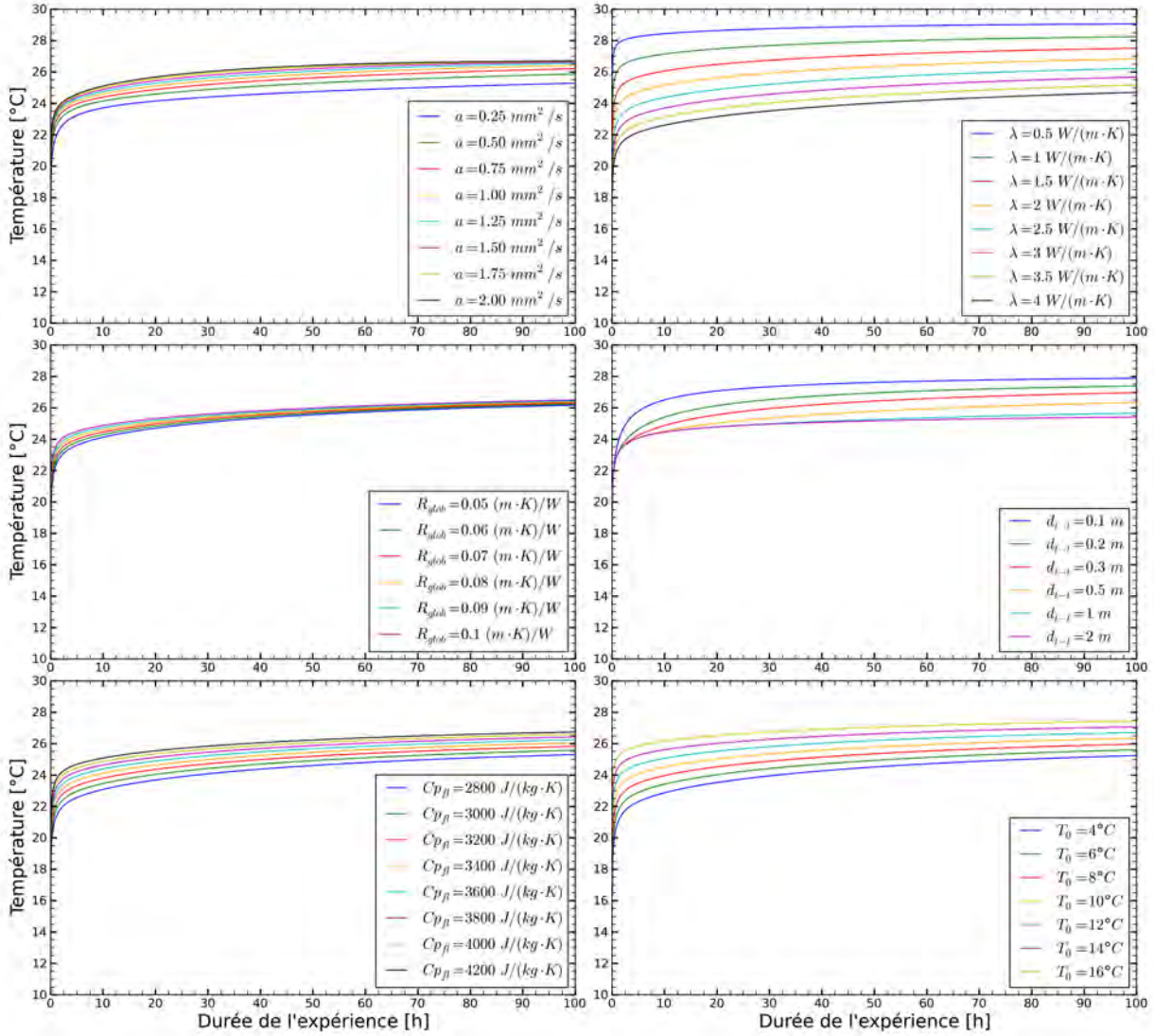


FIGURE 2.16 – Température en sortie d'échangeur en fonction du temps pour différentes valeurs de conductivité thermique du sol suite à un échelon de température à 30°C

On observe sur les graphes de la Figure 2.16 que le paramètre impactant le plus la performance de l'échangeur géothermique est la conductivité thermique du sol. L'écart sur la température du fluide en sortie d'échangeur atteint ainsi 4.5°C d'écart pour les valeurs extrêmes de conductivité. La conductivité thermique d'un sol traduisant sa capacité à transférer de la chaleur sous un gradient de température donné, ce résultat n'est pas surprenant et c'est d'ailleurs le critère principal utilisé pour le dimensionnement d'échangeurs géothermiques.

La température du sol et la distance sont ensuite les paramètres les plus influents sur les performances de l'échangeur, ceux-ci pouvant tous deux conduire à un écart d'environ 2.5°C sur la température en sortie d'échangeur. La diffusivité thermique du sol et la capacité calorifique du fluide ont un impact plus faible, celui-ci impliquant un écart d' 1.5°C sur la température de sortie.

La résistance linéique d'échange global a quant à elle un impact négligeable sur les performances de l'échangeur géothermique, un écart d' 1°C apparaissant après quelques heures de fonctionnement, celui-ci devenant inférieur à 0.5°C après 60 heures.

2.2.2.6 Fonctionnement du modèle en mode puissance imposée

Le modèle d'échangeur géothermique horizontal proposé permet de calculer la température du fluide en sortie de sol, la température d'entrée et le débit du fluide étant connus. Cependant l'échangeur géothermique est généralement raccordé à une pompe à chaleur et la consigne n'est pas une température d'entrée de fluide mais une puissance à prélever au sol pour subvenir aux besoins de chauffage du bâtiment.

Afin de tester le fonctionnement du modèle en puissance imposé, la température en entrée d'échangeur est imposée égale à la température en sortie d'échangeur au pas de temps précédent à laquelle on additionne l'écart de température correspondant à la puissance cédée au fluide P_{imp} . La température d'entrée du fluide est alors calculée par la relation suivante :

$$T_{fl,e}^{t+\Delta t} = T_{fl,s}^t + \frac{P_{imp}}{Cp_{fl}\rho_{fl}\dot{V}_{fl}} \quad (2.29)$$

Un essai est ainsi effectué avec les paramètres de référence du modèle donnés en Tables 2.2 et 2.3. Pour cet essai, une puissance P_{imp} de 2000 W est cédée au fluide.

La Figure 2.17 montre l'évolution des températures en entrée et sortie d'échangeur lors de cette simulation. L'écart entre ces deux températures reste constant égal à $1.9^\circ C$, ce qui correspond effectivement à une puissance de 2 kW et confirme ainsi le bon fonctionnement du modèle en mode puissance imposée.

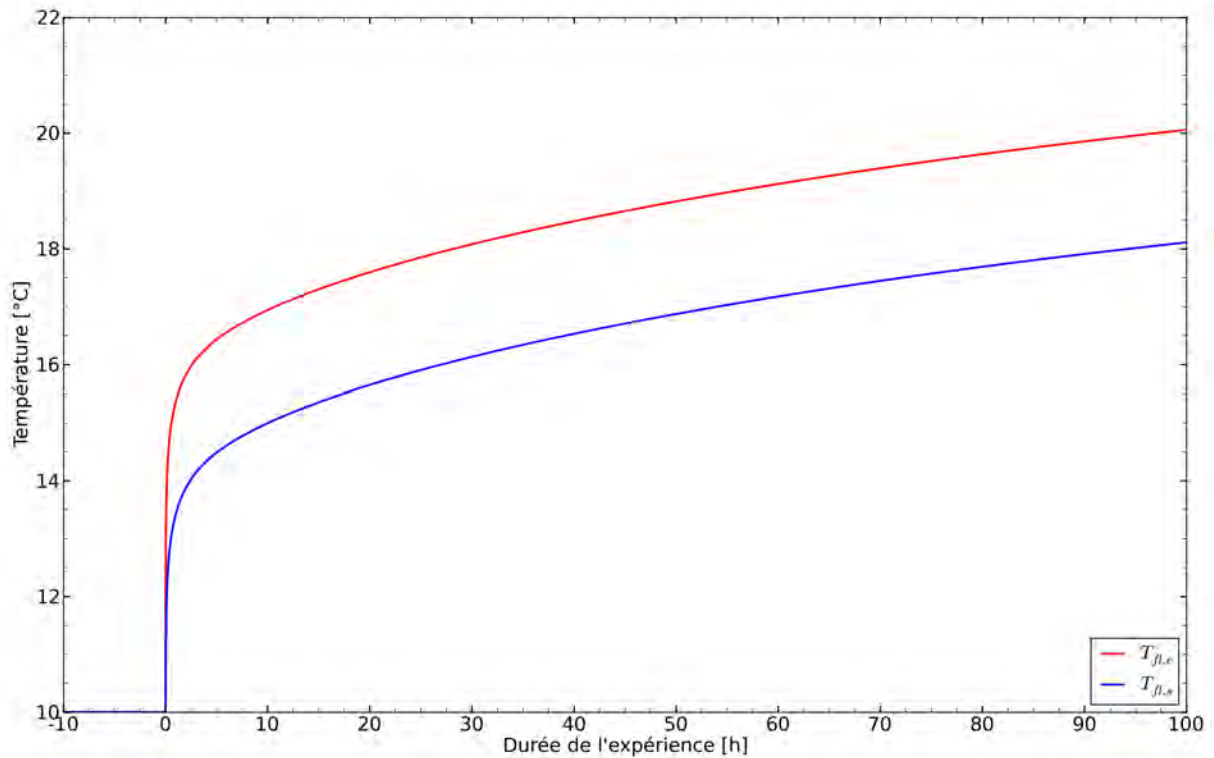


FIGURE 2.17 – Températures en entrée et sortie de sol en fonction du temps calculées par le modèle lors d'une sollicitation de l'échangeur de type "puissance imposée" ($P_{imp} = 2000 W$)

L'évolution de la température de paroi le long du tuyau au cours de cet essai est représentée en Figure 2.18. On observe sur ce graphe que la surface sous les courbes de puissance linéique reste bien constante, ce qui confirme bien qu'une puissance constante est cédée au sol. Par ailleurs, on remarque qu'en fin d'essai les puissances échangées sont plus élevées sur les deux premières et la dernière sections de tuyaux qui sont moins soumises aux interférences thermiques avec les autres portions de tuyaux. C'est la partie "efficace" de l'échangeur horizontal déjà mise en évidence en Figure 2.14.

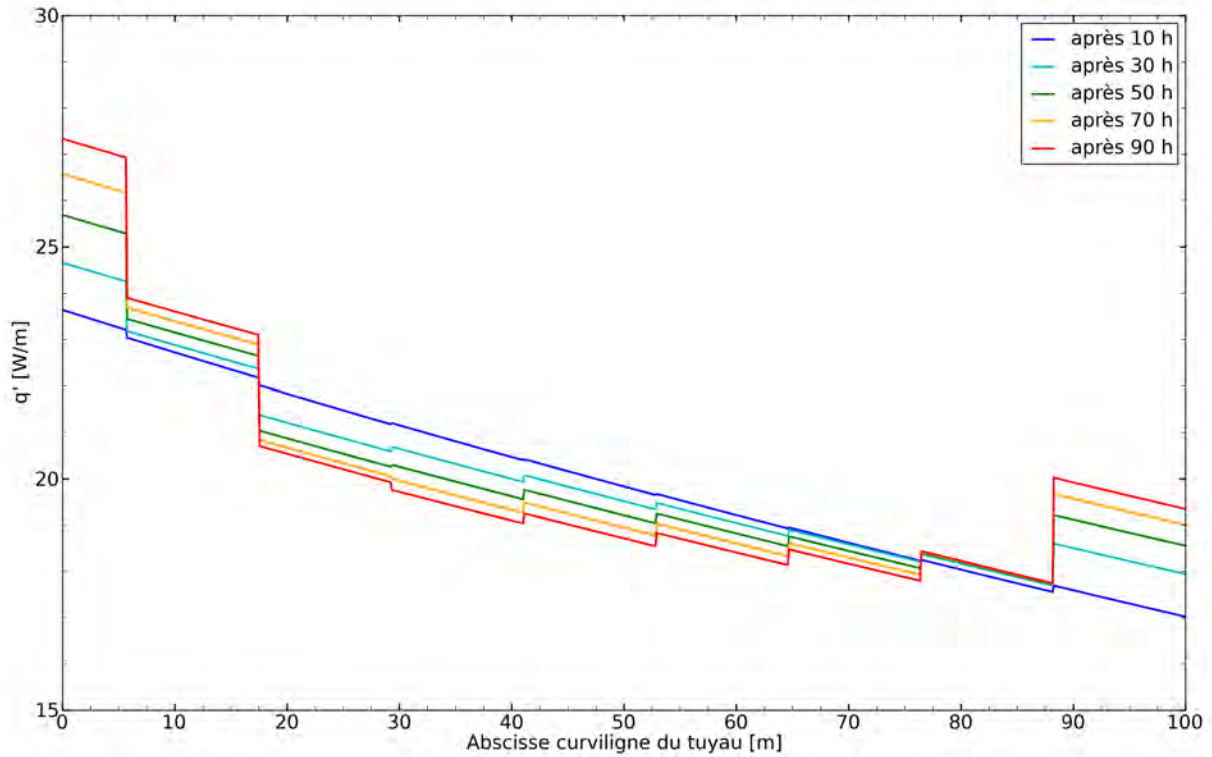


FIGURE 2.18 – Température en paroi d'échangeur en fonction de l'abscisse curviligne du tuyau à différents instants lors d'une sollicitation de l'échangeur de type "puissance imposée" ($P_{imp} = 2000 \text{ W}$)

Conclusion

Les modèles analytiques d'échangeurs verticaux ont été testés et comparés dans ce chapitre. Ce travail a en particulier permis d'identifier leurs domaines temporels respectifs d'utilisation. Ces modèles existants sont donc tout à fait opérationnels pour des simulations à plus ou moins long terme et pourront ainsi être couplés à des modèles de pompe à chaleur.

Pour ce qui concerne les échangeurs horizontaux, aucun modèle n'étant identifié pour répondre à notre besoin, un nouveau modèle a été proposé. Celui-ci a été décliné en deux versions : l'une adaptée aux sollicitations thermiques de courte durée et l'autre spécifique aux simulations d'essais de longues durées. Avant son utilisation en couplage avec d'autres modèles (modèle de pompe à chaleur par exemple), ce nouveau modèle nécessite cependant une validation expérimentale afin de confirmer les différentes hypothèses de ce modèle. La plate-forme de test du BRGM va permettre cette validation et ce travail expérimental fera ainsi l'objet du chapitre 4.

Chapitre 3

Mise en oeuvre d'une plate-forme expérimentale de caractérisation d'échangeurs géothermiques



FIGURE 3.1 – Vue d'ensemble de la plate-forme Géothermie

3.1 Présentation générale et enjeux scientifiques

La plate-forme mise en oeuvre au BRGM vise à comparer les différents types d'échangeurs géothermiques de basse profondeur (nécessitant un couplage à une pompe à chaleur pour obtenir un niveau de température suffisant pour chauffer un bâtiment). Cela correspond typiquement aux échangeurs installés chez les particuliers pour le chauffage de maisons individuelles. Quatre types d'échangeurs sont actuellement proposés pour ces applications : les échangeurs verticaux, horizontaux et compacts (type corbeille géothermique par exemple) ainsi que les pieux énergétiques.

La Figure 3.2 présente l'implantation de ces échangeurs sur le site du BRGM.

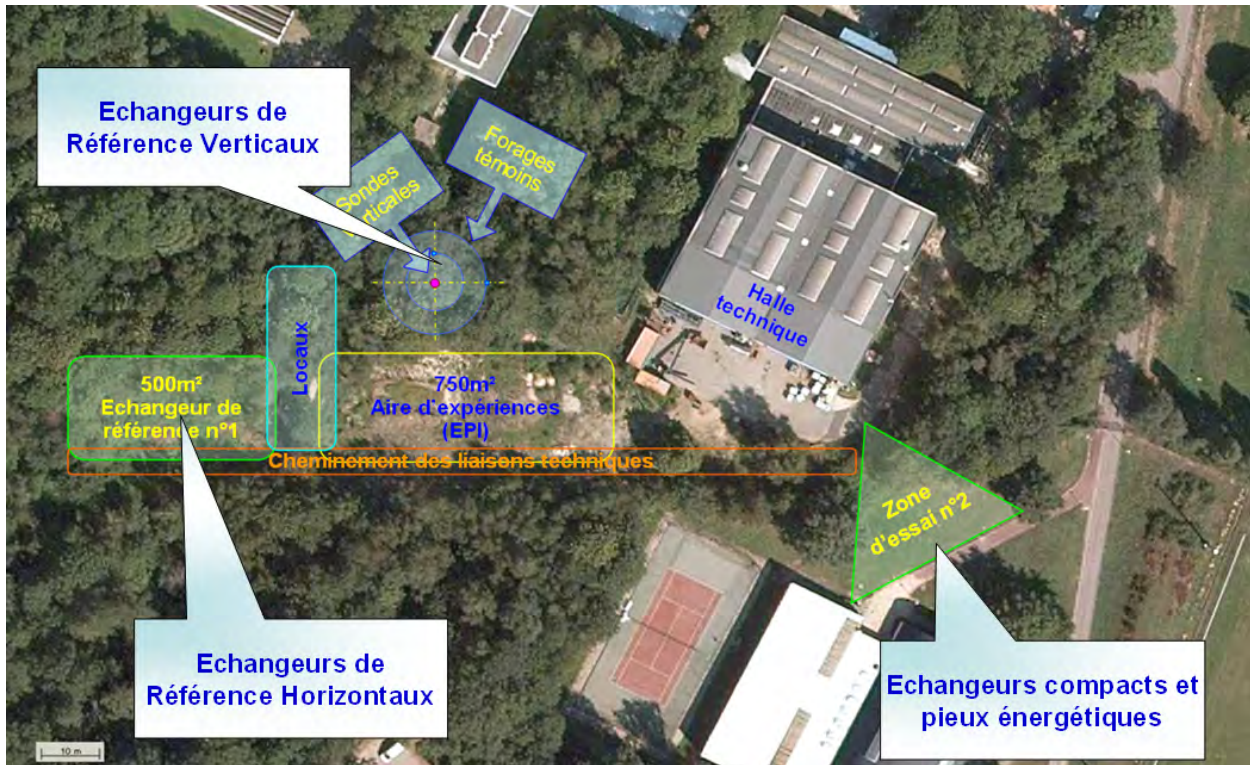


FIGURE 3.2 – Implantation des différents échangeurs géothermiques

La machinerie thermodynamique est capable de prélever ou d'injecter une puissance thermique au sol correspondant au fonctionnement d'une pompe à chaleur, réversible ou non. Deux modes de fonctionnement sont distingués : un mode été où l'on injecte de la chaleur dans le sol et un mode hiver où de la chaleur est prélevée du sol. La plate-forme permet ainsi pour l'exemple du mode hiver d'échanger avec le sol la puissance qui serait transmise au niveau de la source froide d'une pompe à chaleur connectée à une habitation. Cette quantité de chaleur prélevée au sol à chaque instant peut-être soit mesurée au préalable sur une pompe à chaleur instrumentée, soit calculée en temps réel par un modèle mathématique du fonctionnement de la pompe à chaleur étudiée. On pourra ainsi soumettre au sol les sollicitations thermiques imposées par tous types de pompes à chaleur, connectées à des bâtiments aux besoins de chaud et de froid évoluant sous différentes formes.

Cette plate-forme doit alors permettre de répondre aux objectifs scientifiques suivants :

- Test et comparaison expérimentale des résultats donnés par les différents modèles théoriques d'échangeurs géothermiques de la littérature ;
- Evaluation de l'influence d'un sol composé de couches géologiques différentes sur les performances d'une sonde verticale ;
- Validation d'un modèle d'échangeur horizontal détaillé prenant en compte l'influence des différents paramètres sur ses performances (propriétés physiques du sol, conditions climatiques à la surface...) ;
- Test et évaluation des performances de nouveaux types d'échangeurs géothermiques.

Dans le cadre de ce travail, on se focalise plus particulièrement sur le 3^e point, soit la validation expérimentale du modèle d'échangeur horizontal présenté dans le précédent chapitre.

3.2 Description du dispositif expérimental

3.2.1 Echangeurs géothermiques implantés sur la plate-forme

Les échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux ont dans un premier temps été mis en place sur la plate-forme. Celle-ci a ainsi été équipée d'une surface de 400 m^2 d'échangeurs horizontaux enterrés à 1 m de profondeur et de 3 sondes verticales, l'une à 100 m de profondeur et les deux autres à 50 m .

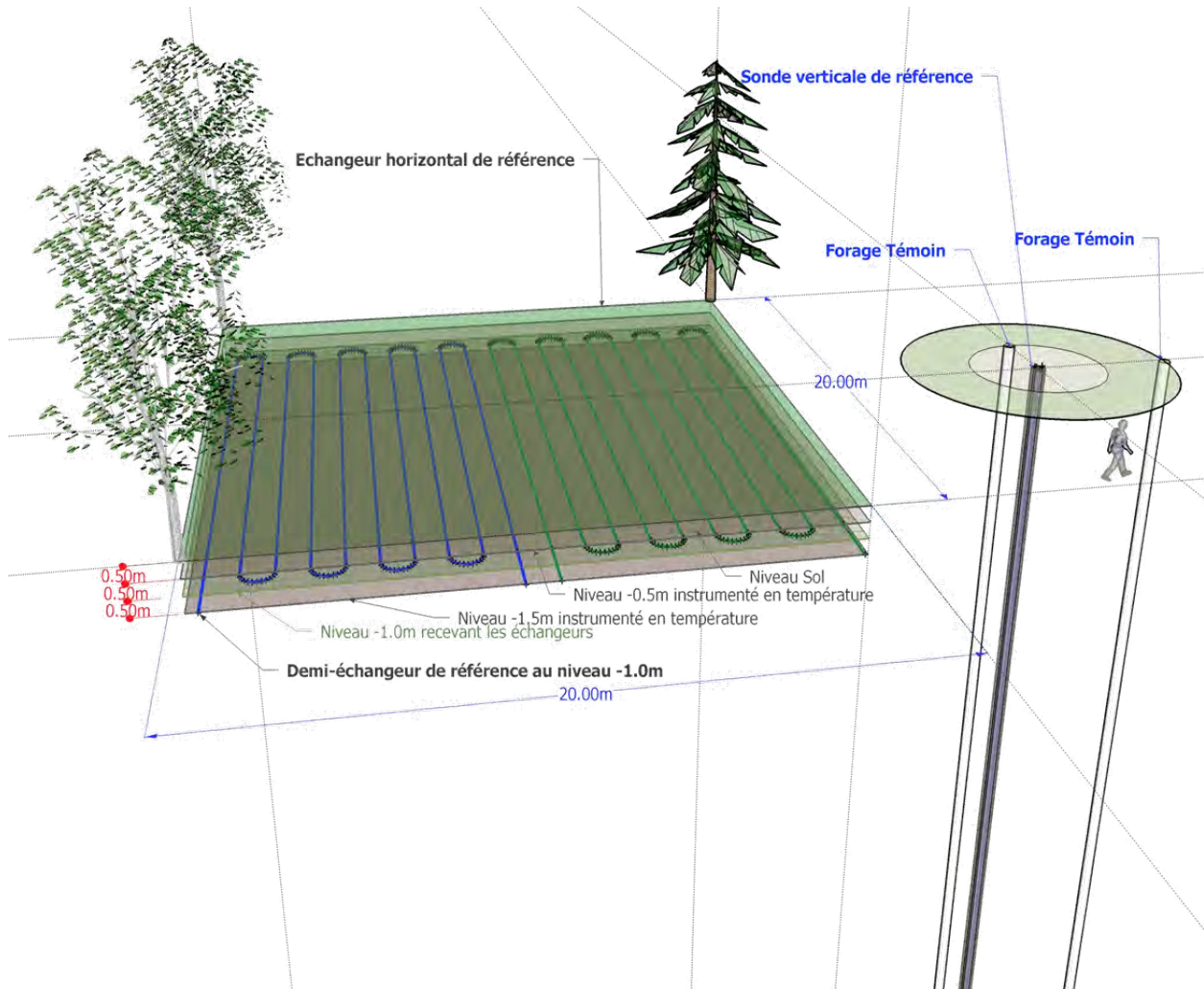


FIGURE 3.3 – Echangeurs géothermiques de référence

3.2.1.1 Echangeurs horizontaux

La surface d'échangeurs horizontaux (400 m^2) est divisée en 4 secteurs de 100 m^2 où les conditions d'échange thermique avec le sol sont différenciées :

- un 1^{er} secteur avec un sol de type pelouse, bien exposé à l'ensoleillement ;
- un 2^e secteur avec un sol de type pelouse, ombragé ;
- un 3^e secteur avec un sol de type parking (sol plus compacté et mise en place d'un caillebotis), ensoleillé ;
- un 4^e secteur avec un sol de type parking (sol plus compacté et mise en place d'un caillebotis), ombragé.

Le schéma de la Figure 3.4 permet de bien visualiser ces 4 différents secteurs sur la plate-forme.

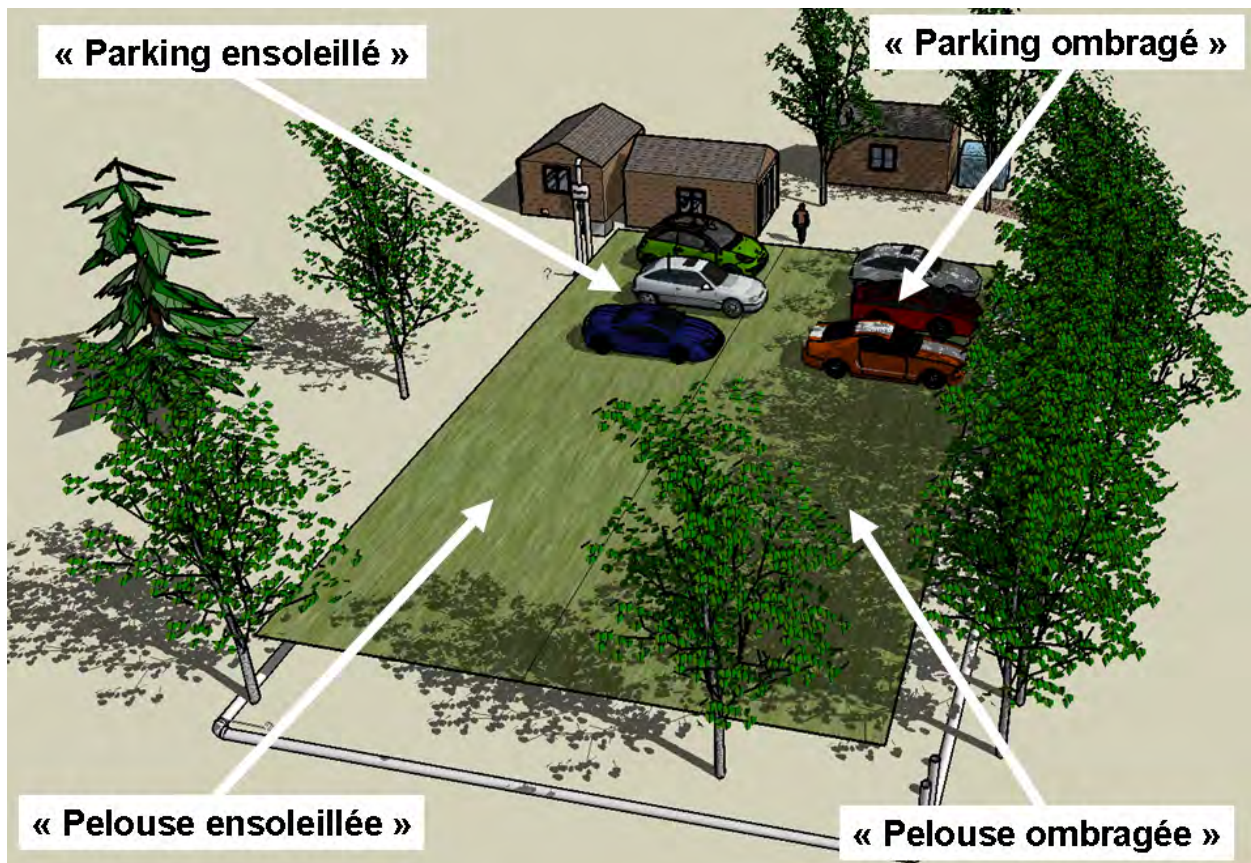


FIGURE 3.4 – Visualisation des 4 secteurs d'échangeurs géothermiques horizontaux

Lors de la mise en place des échangeurs, le sol a été excavé sur 2 m de profondeur. Ce sol, constitué de sables rouges de Sologne a ensuite été homogénéisé et compacté uniformément lors de la reconstitution du sol. Durant ces opérations de terrassement, le taux de compactage a été mesuré sur 3 niveaux de profondeur. Ces mesures donnent une valeur de masse volumique sèche du sol de 1.98 , 1.94 et 2.04 kg/dm^3 à des profondeurs respectives de 0.5 , 1 et 2.5 m . Ces 3 valeurs sont très proches, ce qui confirme bien l'homogénéité du sol reconstitué suivant la profondeur.

Chacun des 4 secteurs de 100 m^2 est équipé de 2 boucles de 100 m de tuyau en polyéthylène haute densité (PEHD) enterrées à 1 m de profondeur. La première boucle dite "boucle intérieure" est positionnée dans la partie centrale du terrain et la seconde, appelée "boucle extérieure" est placée dans la partie périphérique de celui-ci. La Figure 3.5 montre la mise en place des 2 boucles de tuyaux du secteur "parking ensoleillé".

Les caractéristiques des tuyaux issues de la documentation technique [56] sont récapitulées en table 3.1.

Rayon extérieur $r_{tu,e}$	10 mm
Rayon intérieur $r_{tu,i}$	8.1 mm
Conductivité thermique λ_{PE}	$0.45\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$

TABLE 3.1 – Caractéristiques des tuyaux des échangeurs horizontaux

Les 4 boucles de tuyaux du côté "parking" (2 boucles intérieures et 2 boucles extérieures) sont raccordées en parallèle sur une même régulation. De la même manière, une seconde régulation est consacrée aux 4 boucles de tuyaux du côté "pelouse". La disposition de l'ensemble des tuyaux d'échangeurs souterrains (au total 8 boucles de 100 m) est présentée en Figure 3.6

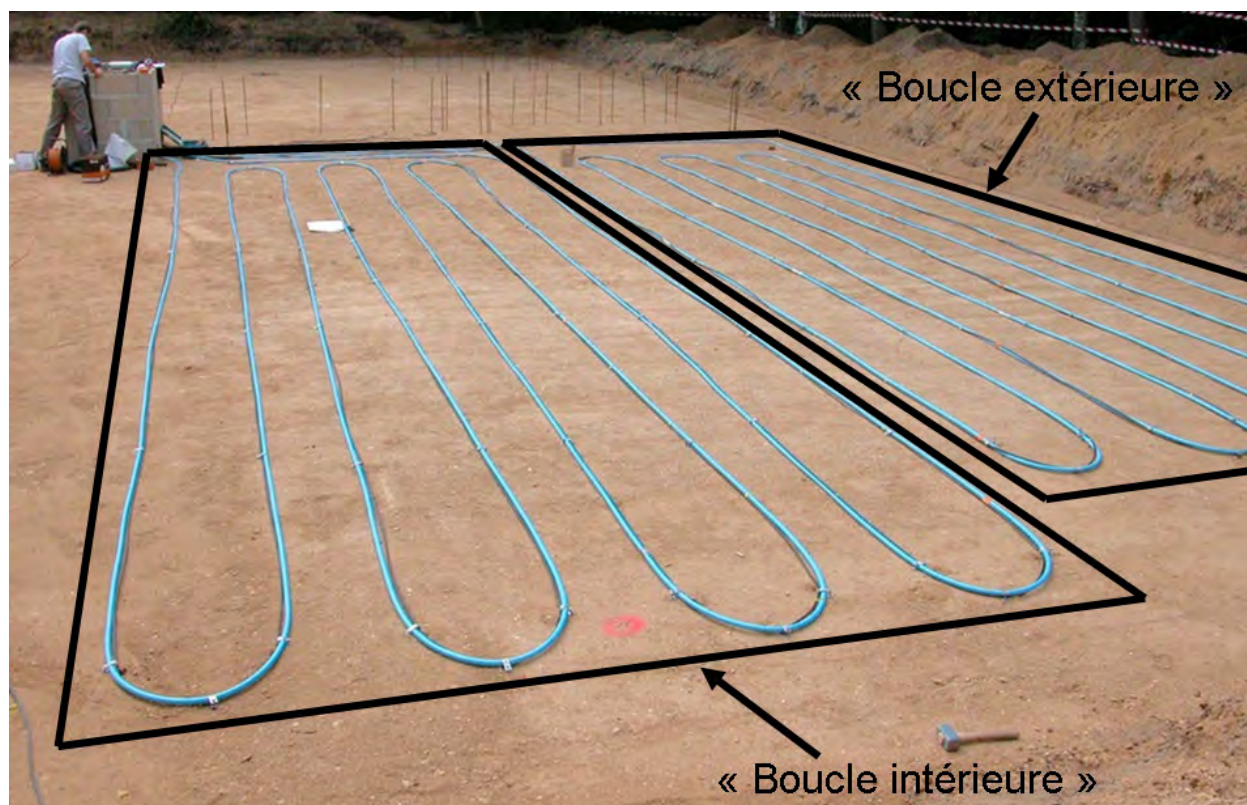


FIGURE 3.5 – Equipement en tuyaux caloporteurs du secteur “parking ensoleillé”

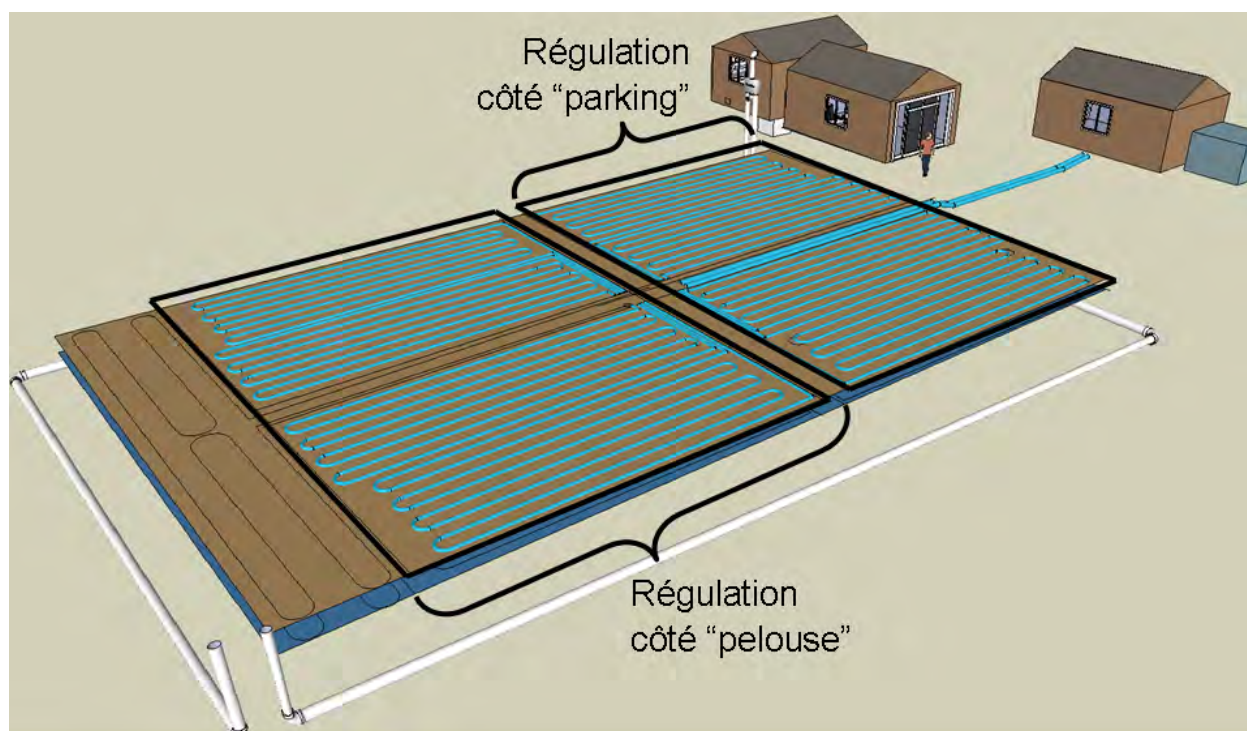


FIGURE 3.6 – Schématisation de l’implantation des 8 boucles d’échangeurs souterrains et désignation des deux régulations associées

Les échangeurs géothermiques horizontaux sont reliés aux deux régulations par des collecteurs qui permettent de fermer ou d'ouvrir la circulation de fluide dans chaque boucle de 100 *m* indépendamment. Deux de ces collecteurs avec leurs robinets sont présentés en Figure 3.7.

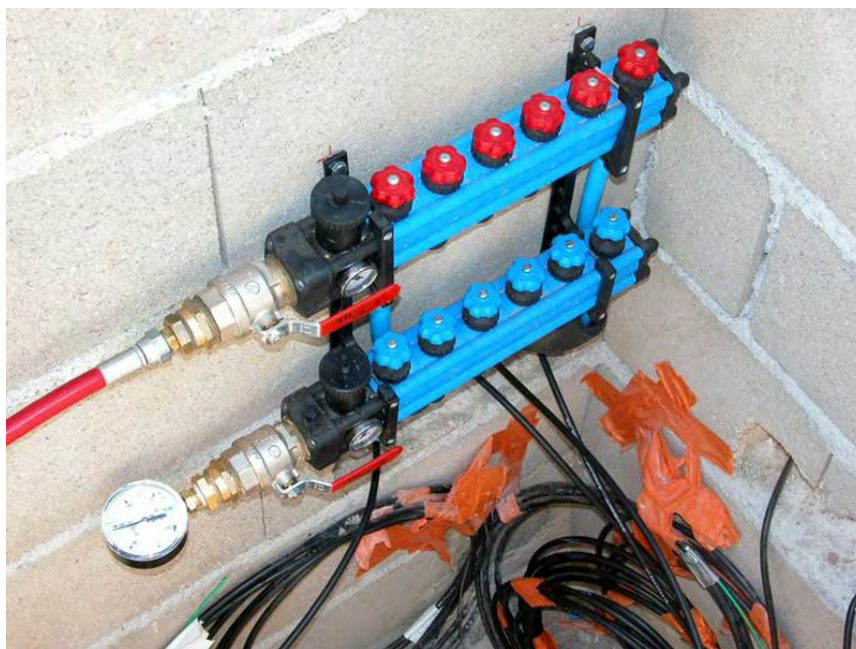


FIGURE 3.7 – Collecteurs de raccordement des tuyaux des échangeurs horizontaux

3.2.1.2 Echangeurs verticaux

Afin de montrer au grand public que des forages géothermiques peuvent être mis en oeuvre dans un environnement relativement contraint et peu spacieux, il a été décidé de mettre en place les sondes géothermiques verticales au coeur d'un bosquet sans abattre un seul arbre. La Figure 3.8 montre la machine de forage en action sur le site de la plate-forme.



FIGURE 3.8 – Opération de forage au coeur du bosquet de la plate-forme expérimentale

Six forages ont ainsi été réalisés et ont été équipés pour trois d'entre eux de sondes géothermiques. Les trois autres sont des forages piézométriques permettant de mesurer l'évolution du niveau des nappes et de la température au voisinage des sondes géothermiques. Les trois forages géothermiques sont disposés à équidistance les uns des autres (10 m) et les trois forages piézométriques sont espacés de 3 m de chaque sonde géothermique, sous la forme d'un triangle équilatéral concentrique à celui formé par les sondes. Deux forages sont profonds de 100 m (une sonde géothermique et son forage témoin associé) et les 4 autres forages ont une profondeur de 50 m. La disposition de ces forages est présentée en Figure 3.9. Le premier forage de 100 m a été carotté afin de bien connaître les différentes formations géologiques rencontrées. Le log géologique de ce carottage est donné en annexe B.

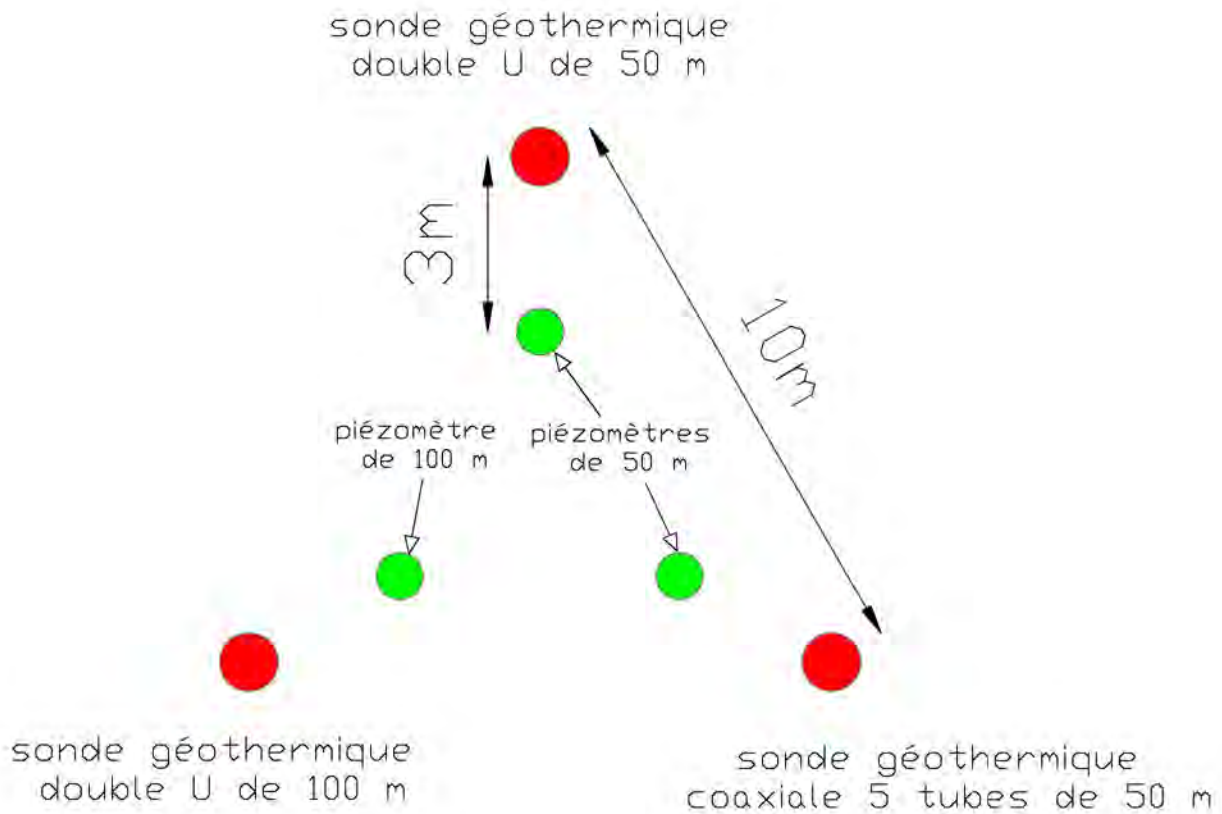


FIGURE 3.9 – Implantation des sondes géothermiques et des piézomètres

Deux technologies de sondes sont testées sur cette plate-forme. Le forage de 100 m et l'un des deux forages de 50 m sont équipés d'une sonde double-U tandis que le second forage de 50 m est muni d'une sonde coaxiale 5 tubes.

Une sonde double-U est constituée de 4 tuyaux, 2 pour la descente du fluide et les 2 autres pour la remontée. Les 4 tuyaux sont raccordées par une chambre de mélange en pied de sonde.

La sonde coaxiale est quant à elle constituée de 4 tuyaux périphériques et d'un tuyau central de plus grand diamètre. Le fluide descend alors dans le tuyau central et remonte par les 4 tuyaux périphériques. L'inverse est également possible puisque des vannes d'inversion ont été prévues pour tester le fonctionnement de la sonde dans les deux sens de circulation du fluide. Les 5 tuyaux se rejoignent en pied de sonde de la même manière que pour la sonde double-U dans une chambre de mélange. La sonde coaxiale est présentée en Figure 3.10 lors de sa mise en place sur la plate-forme.

Les sondes sont équipées d'écarteurs permettant de bien positionner les tuyaux les uns par rapport aux autres dans le puits et d'améliorer ainsi le transfert thermique avec le sol environnant. La Figure 3.11 nous montre la mise en place des écarteurs de la sonde coaxiale lors de sa préparation avant d'être insérée dans le puits.



FIGURE 3.10 – Vue de la sonde coaxiale de 50 *m* lors de sa mise en place sur la plate-forme



FIGURE 3.11 – Mise en place des écarteurs de tubes sur la sonde coaxiale

Les caractéristiques des forages géothermiques sont données en Table 3.2.

Rayon du forage r_b	90 mm
Ecartement centre à centre des tuyaux 2 à 2 L_U	58 mm
Conductivité thermique des tuyaux λ_{PE}	0.45 W/(m · K)
Conductivité thermique du coulis λ_{coulis}	1.9 W/(m · K)
<u>Sonde double U</u>	
Rayon extérieur des tuyaux $r_{tu,e}$	16 mm
Rayon intérieur des tuyaux $r_{tu,i}$	13.1 mm
<u>Sonde coaxiale</u>	
Rayon extérieur du tuyau central $r_{tu,e,cent}$	20 mm
Rayon intérieur du tuyau central $r_{tu,i,cent}$	16.3 mm
Rayon extérieur des tuyaux périphériques $r_{tu,e,per}$	12.5 mm
Rayon intérieur des tuyaux périphériques $r_{tu,i,per}$	10.2 mm

TABLE 3.2 – Caractéristiques des forages verticaux

3.2.1.3 Echangeurs géothermiques innovants

Trois types d'échangeurs faisant leur apparition sur le marché seront mis en place et testés sur la plate-forme expérimentale : des sondes en forages déviés, des pieux géothermiques et des échangeurs de type corbeille géothermique. Il n'a pas encore été décidé définitivement du nombre et du modèle de ces types d'échangeurs qui seront mis en oeuvre. Ces échangeurs géothermiques feront l'objet de travaux futurs et ne seront pas abordés dans cette étude.

3.2.2 Dispositif thermodynamique de régulation des puissances thermiques échangées avec le sol

La machinerie thermodynamique mise en oeuvre sur la plate-forme gouverne 5 régulations distinctes de circuits d'eau glycolée :

- deux régulations pour les échangeurs horizontaux : l'une pour le côté parking de l'échangeur horizontal, l'autre pour le côté pelouse de l'échangeur horizontal tel qu'explicité précédemment sur le schéma de la Figure 3.6.
- deux régulations pour les sondes verticales : la première pour la sonde verticale de 100 m, la seconde pour les deux sondes verticales de 50 m raccordées en parallèle.
- le dernier circuit permettra de réguler les différents échangeurs compacts connectés en parallèle et qui fonctionneront alors tous sous les mêmes conditions, permettant ainsi de comparer facilement leurs performances respectives.

Les différents circuits d'eau glycolée et leurs régulations respectives sont représentés sur le schéma dynamique de contrôle de la machinerie thermodynamique en Figure 3.12.

Afin d'effectuer la régulation de puissance des différents circuits d'échangeurs géothermiques, la plate-forme est équipée d'un groupe frigorifique de 78 kW, d'un réchauffeur électrique de 27 kW et de 5 réchauffeurs de 3 kW installés sur chacun des circuits. Un ballon tampon permet de stocker une réserve de 750 l d'eau chaude ou froide suivant le mode de fonctionnement choisi (été ou hiver). Toute cette machinerie est installée dans un chalet construit à proximité des échangeurs horizontaux et verticaux (cf Figure 3.13), excepté le matériel de régulation des échangeurs compact monté dans un second chalet à côté du futur emplacement de ces échangeurs.

Chaque régulation est équipée de deux pompes de circulation connectées en parallèle permettant ainsi à la plate-forme de continuer à fonctionner pendant le remplacement ou la réparation d'une pompe. Une vanne 3 voies proportionnelle permet de contrôler la proportion de fluide froid ou chaud ajouté au fluide circulant en boucle fermée dans le circuit d'échangeur. Ces vannes sont bien visibles au dessus des pompes de circulation (notées P1 et P2) sur le schéma de la Figure 3.12.

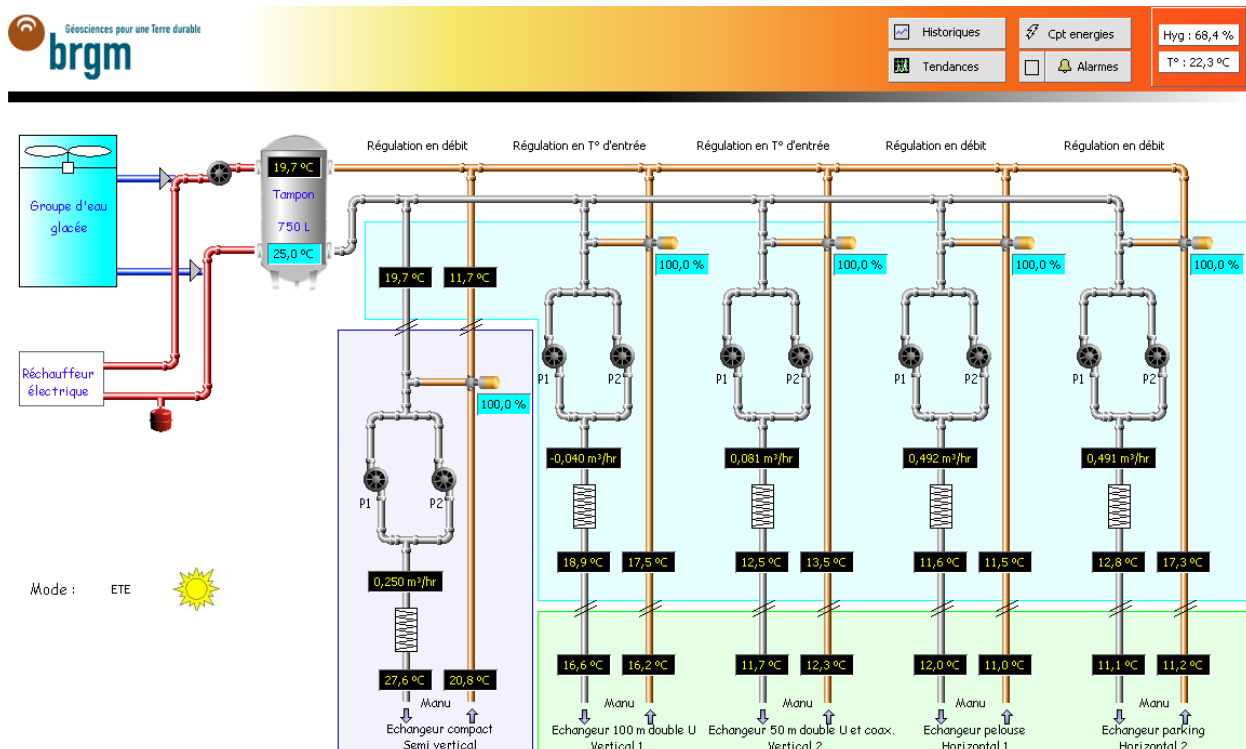


FIGURE 3.12 – Fenêtre de commande et de contrôle de la régulation thermodynamique de la plate-forme

On remarque également sur ce schéma l’affichage de valeurs de température et de débit à différents points des 5 circuits. Les débits sont mesurés par des débitmètres électromagnétiques au départ de chaque circuit d’échangeur. Les températures affichées sont les températures de fluide au départ et au retour des différents circuits d’échangeurs géothermiques mesurées par des sondes Pt100. Ce sont ces mesures de température et de débit qui permettent de mesurer les quantités de chaleur échangées avec le sol et de réguler les différents circuits.

Quatre modes de régulation sont disponibles sur la plate-forme, chaque circuit pouvant fonctionner sur un mode différent des autres. Trois de ces modes contrôlent l’échange thermique avec le sol de façon à imposer une puissance thermique donnée en consigne (qui peut très bien varier avec le temps, l’automate de contrôle étant capable d’envoyer une nouvelle valeur de consigne toutes les 15 secondes). Ces trois modes se distinguent alors par la seconde valeur de consigne :

- Le débit : la température en entrée de circuit est alors réglée afin d’obtenir le débit et la puissance thermique de consigne.
- La température de départ : le débit est réglé et permet d’obtenir les valeurs de température de départ et de puissance souhaitées.
- La température de sortie : la régulation est semblable à celle effectuée en température de départ à la différence près que la consigne se situe ici en sortie d’échangeur géothermique et non plus en entrée.

Un 4^e mode de régulation a également été mis en place permettant d’imposer la température de départ et le débit du fluide dans le circuit. Ce mode sera particulièrement utile pour valider les différents modèles d’échangeurs géothermiques.

Etant donné l’architecture du montage thermodynamique (cf Figure 3.12), on dispose de 3 leviers permettant la régulation d’un circuit de la plate-forme une fois le stock en température disponible dans le ballon : le débit de la pompe de circulation, la puissance de chauffage du réchauffeur électrique de 3 kW et le taux d’ouverture de la vanne 3 voies. Deux de ces leviers sont suffisants pour les 4 modes proposés, on utilisera donc dans un premier temps uniquement le réglage du débit et de l’ouverture de la vanne 3 voies afin de faciliter la mise au point de la régulation.



FIGURE 3.13 – Machinerie thermodynamique de régulation des échangeurs géothermiques

3.2.3 Mesure du champ de température dans le sol

Afin de mesurer l'impact des puissances thermiques échangées avec le sol autour des échangeurs géothermiques, le sol a été instrumenté. L'objectif étant d'avoir une idée assez précise du champ de température autour des échangeurs, il semblait difficile de mettre en oeuvre des techniques de mesures traditionnelles de température par sondes Pt100 ou thermocouples car celles-ci auraient nécessité de nombreux câblages et auraient été trop coûteuses pour obtenir un nombre de points de mesures suffisant. Il a donc été décidé d'opter pour une mesure de température distribuée en utilisant des fibres optiques de télécommunication. L'intérêt majeur de cette technique est qu'une seule fibre optique déroulée permet d'obtenir le profil de température complet le long de celle-ci, ce qui nécessiterait un grand nombre de capteurs ponctuels. Cette technique a déjà été éprouvée dans le domaine de l'industrie pétrolière et mise en oeuvre pour le contrôle de sondes géothermiques verticales au Japon par Fujii [26] et en Suède par Acuna et al. [1].

3.2.3.1 Principe de la mesure de température répartie par réflectométrie

La mesure de température répartie sur fibre optique exploite le phénomène physique de diffusion Raman, dépendant de la température. Pour cela, une impulsion laser est émise dans la fibre optique. Au fur et à mesure du parcours de cette impulsion laser dans la fibre optique, l'intensité du signal diffusif de retour diminue exponentiellement en fonction du temps. La mesure de l'amplitude du signal retour permet alors de déterminer la distance parcourue par le signal, la vitesse de propagation de la lumière dans la fibre étant connue. Le signal retour de l'impulsion laser s'accompagne de raies satellites dites Raman et Brillouin dont les longueurs d'ondes sont réparties symétriquement par rapport à la longueur d'onde du laser. Les raies d'une longueur d'onde inférieure à celle de l'impulsion laser étant appelées raies Anti-Stokes et leurs symétriques raies Stokes. Le schéma de la Figure 3.14, sur lequel ces raies sont représentées, illustre les phénomènes de diffusion au coeur d'une fibre optique.

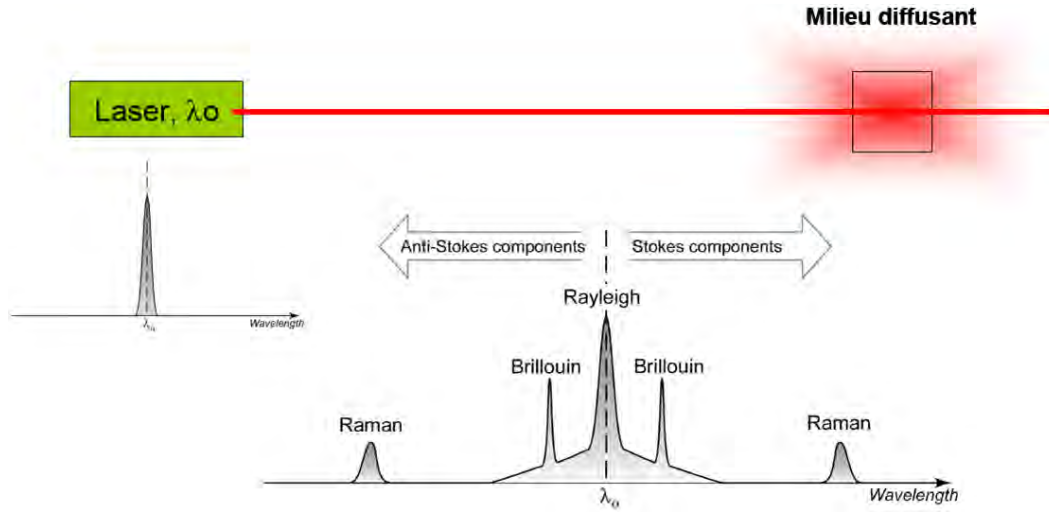


FIGURE 3.14 – Phénomènes de diffusion dans la fibre optique

Les deux raies Raman permettent d'accéder directement à la température, le rapport de leurs amplitudes étant fonction de la température. Sakaguchi et Matsushima [58] donnent ainsi la relation suivante permettant d'obtenir la température :

$$\frac{I_a}{I_s} = \frac{(\bar{\gamma}_0 + \bar{\gamma}_k)^4}{(\bar{\gamma}_0 - \bar{\gamma}_k)^4} \exp\left(\frac{-h c \bar{\gamma}_k}{k T}\right) \quad (3.1)$$

avec :

- I_a : intensité de la raie Anti-Stokes
- I_s : intensité de la raie Stokes
- $\bar{\gamma}_0$: nombre d'onde de l'impulsion laser excitatrice
- $\bar{\gamma}_k$: écart du nombre d'onde des raies Raman avec le nombre d'onde de l'impulsion excitatrice
- T : température
- k_B : constante de Boltzmann
- h_P : constante de Planck
- c : vitesse de la lumière

Ce principe de mesure permet d'obtenir théoriquement une précision de $0.01^\circ C$ sur la température et une résolution spatiale d'un mètre.

3.2.3.2 Matériel de mesure mis en oeuvre

Afin de mettre en oeuvre cette technologie relativement novatrice de mesure de température, le BRGM a bénéficié de l'expertise du laboratoire de mesures optiques du CEA. Ce dernier a apporté son soutien, en particulier pour le choix et le test de l'appareil de mesure, la topologie globale du dispositif de mesure (cf Figure 3.15) et la vérification des soudures de fibres optiques effectuées sur la plate-forme.

L'appareil de mesure, dit DTS Raman, est installé dans un chalet dédié à la métrologie (cf Figure 3.16). Un four thermostaté de 4 m de long est également mis en place dans ce chalet. Ce four, dans lequel toutes les fibres optiques effectuent au moins un passage, permet de calibrer les mesures de température. Cependant, la longueur de ce four étant un peu courte pour obtenir une température bien stabilisée le long de la fibre optique et permettre ainsi une calibration précise, il a été décidé de procéder différemment pour calibrer les mesures de température, tel que détaillé en partie 3.3.1.2.



FIGURE 3.15 – Topologie du dispositif de mesure de température par fibres optiques mis en place sur la plate-forme



FIGURE 3.16 – Vue de l'intérieur du chalet métrologie : à gauche, l'appareil de mesure, au centre, le four thermostaté et à droite, les boîtiers de soudure des fibres optiques

3.2.3.3 Instrumentation en fibres optiques de la plate-forme

Les échangeurs horizontaux et verticaux ont été équipés de câbles optiques contenant chacun 6 fibres optiques afin d'obtenir le champ de température dans le sol à leur voisinage.

Disposition des fibres optiques autour des échangeurs horizontaux

Les échangeurs sont instrumentés de fibres optiques déroulées sous forme de nappes sur 3 niveaux de profondeur : à 0.5, 1 et 1.5 m de profondeur, soit, au niveau de l'échangeur, 50 cm au dessus et 50 cm au dessous. Le schéma de la Figure 3.17 montre le positionnement des fibres par rapport aux tuyaux des échangeurs.

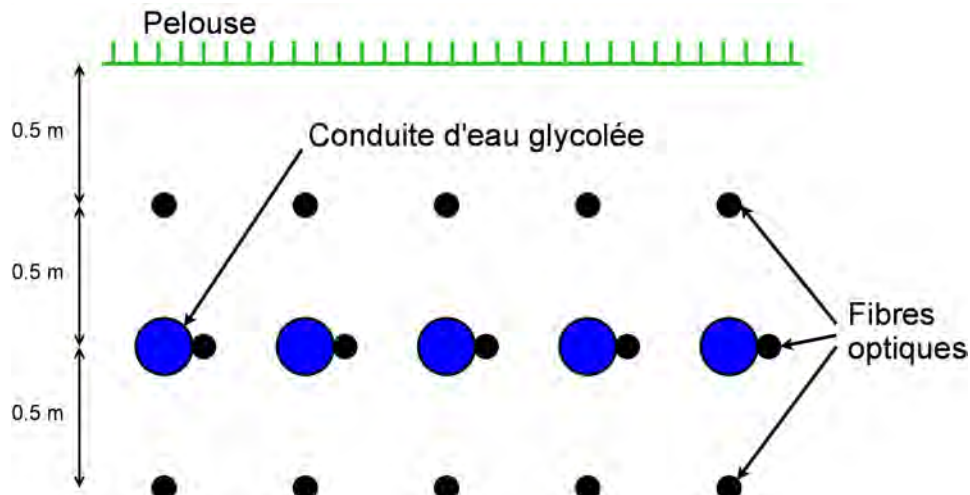


FIGURE 3.17 – Disposition des fibres optiques autour des échangeurs horizontaux

Les nappes de fibres optiques sont disposées le long des tuyaux pour le niveau -1 m et à la verticale des tuyaux pour les 2 autres niveaux. La Figure 3.18 montre l'implantation des fibres optiques au niveau -1.5 m.



FIGURE 3.18 – Mise en place des fibres optiques à 1.5 m de profondeur

Des fibres optiques sont également réparties sur ces 3 mêmes niveaux dans une zone sans échangeur géothermique afin de mesurer la température du sol sans perturbation à ces 3 profondeurs.

Disposition des fibres optiques autour des échangeurs verticaux

Chacun des six forages est équipé d'une fibre optique, permettant ainsi d'obtenir la température en fonction de la profondeur au contact de chaque sonde géothermique et à 3 m de chacune d'entre elles au niveau des forages témoins. Afin que les fibres optiques soient correctement positionnées dans le forage, celles-ci ont été scotchées tout le long des sondes (cf Figure 3.19).



FIGURE 3.19 – Vue du pied de la sonde coaxiale équipée de sa fibre optique de mesure

3.2.4 Mesure du profil d'humidité du sol

L'humidité du sol est un paramètre important lorsque l'on cherche à quantifier les échanges thermiques dans le sous-sol proche de la surface. Pour notre plate-forme expérimentale, cela concerne en tout premier lieu le sol autour des échangeurs horizontaux. L'objectif est donc d'acquérir un matériel capable de nous fournir la mesure d'humidité du sol sur une profondeur de l'ordre de 2 mètres. On peut ainsi bien visualiser l'évolution de l'humidité autour de l'échangeur horizontal enterré à 1 mètre de profondeur. Plusieurs technologies de capteur existent permettant de mesurer l'humidité. On en distingue principalement 3 types : les sondes à neutrons, les sonde capacitives et les tensiomètres appelés aussi sondes TDR. Une étude de l'agence internationale de l'énergie atomique [24] précise que toutes ces sondes nécessitent une calibration pour le type de sol rencontré, excepté pour les sondes TDR qui fournissent des mesures relativement fiables sans calibration spécifique mais qui ont en revanche un coût plus élevé. Cette même étude, ainsi qu'une comparaison de mesures aux pieds de plants de tomates effectuée par Heng et al. [30] nous indique que les sondes à neutrons offrent la meilleure précision de mesure mais nécessitent en France une habilitation spécifique (réglementation sur la radioactivité). Le meilleur compromis semble donc être proposé par les sondes capacitives qui offrent une précision de mesure satisfaisante après étalonnage de la sonde, pour un coût réduit. Nous avons donc opté pour une sonde capacitive Diviner 2000 de marque Sentek.

Cette sonde mobile permet d'effectuer des mesures ponctuelles d'humidité du sol dans des forages équipés de tubes PVC étanches adaptés au diamètre de la sonde sur une profondeur allant jusqu'à 1.8 m. Dans chaque secteur de l'échangeur horizontal, un forage de 2.4 m a été effectué et équipé d'un tube PVC fermé sur le dessus par un bouchon étanche. Il est alors facile de déplacer la sonde d'humidité d'un forage à un autre et d'effectuer ainsi une campagne de mesures sur les 4 secteurs.

La Figure 3.20 montre la mise en oeuvre de la sonde lors d'une mesure du profil d'humidité sur le secteur "pelouse ombragée".



FIGURE 3.20 – Mesure du profil d'humidité du sol à l'aide de la sonde capacitive sur le secteur "pelouse ombragée"

3.3 Calibration des matériels de mesure

Avant de lancer des essais sur la plate-forme expérimentale, il convient dans un premier temps de calibrer les différents matériels de mesure mis en oeuvre sur la plate-forme. On dispose sur la plate-forme de quatre différents types de mesures à étalonner : mesure de température par les sondes Pt100, mesure du débit dans les différents circuits d'échangeurs géothermiques, mesure des températures dans le sous-sol à l'aide de fibres optiques et mesure de l'humidité du sol par la sonde capacitive.

3.3.1 Etalonnage des capteurs de température

3.3.1.1 Les sondes de température Pt100

Calcul de l'incertitude théorique totale de la chaîne de mesure

La chaîne de mesure de la température par les sondes Pt100 est constituée de nombreux éléments afin que ces mesures puissent être traduites comme données d'entrée du dispositif de régulation thermodynamique des échangeurs horizontaux. La chaîne complète de mesure de la température est représentée sur la Figure 3.21

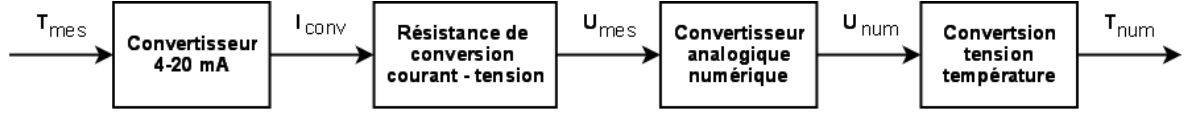


FIGURE 3.21 – Chaîne de mesure de la température par les sondes Pt100

On effectue alors un calcul de l'incertitude globale sur la mesure à partir de l'incertitude de chacun des composants :

Capteur de température Le capteur de température est une sonde Pt100 3 fils de marque JUMO de classe B. La tolérance sur la mesure des sondes de cette classe est la suivante :

$$\Delta T_{mes} [^{\circ}C] = \pm(0.3 + 0.005 T_{mes}) \quad (3.2)$$

Le convertisseur de mesure de la sonde est réglé pour une température maximale de $90^{\circ}C$, on obtient donc l'incertitude maximale suivante ΔT_1 sur le 1^{er} élément de la chaîne de mesure :

$$\Delta T_1 = \pm 0.75^{\circ}C \quad (3.3)$$

Convertisseur de mesure en courant L'usage d'un convertisseur de mesure en courant est ici nécessaire du fait de la distance importante entre l'automate programmable industriel effectuant l'acquisition des signaux de mesure et le positionnement des sondes de température (jusqu'à 50 m de distance pour les sondes les plus éloignées). Le convertisseur est également de la marque JUMO et réglé pour convertir linéairement une gamme de température allant de -10 à $90^{\circ}C$ en un courant de 4 à 20 mA. On a ainsi la relation suivante :

$$I_{conv} = m_{conv} T_{mes} + p_{conv} \quad \text{avec : } m_{conv} = 0.16 \text{ mA}/^{\circ}C \quad \text{et} \quad p_{conv} = 5.6 \text{ mA} \quad (3.4)$$

La précision du convertisseur est donnée par la documentation du constructeur [57] et est inférieure à 0.1 % de la valeur de fin d'étendue de mesure, soit 20 mA. On a donc une erreur sur la valeur du courant ΔI_{conv} de $\pm 20 \mu A$. L'erreur sur la température mesurée ΔT_2 due à l'imprécision du convertisseur a alors l'expression suivante :

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta I_{conv}}{m_{conv}} \quad (3.5)$$

Soit numériquement :

$$\Delta T_2 = \pm 0.125^{\circ}C \quad (3.6)$$

Résistance électrique de mesure de tension Les entrées de l'automate programmable industriel ne permettent pas de mesurer un courant mais uniquement une tension comprise entre 0 et 10 V. C'est pourquoi une résistance électrique R_{elec} de 499Ω est disposée aux bornes d'acquisition du signal de mesure de l'automate, on mesure ainsi une tension U_{mes} de 2 à 10 V quand l'intensité du courant I_{conv} varie de 4 à 20 mA. L'écriture de la loi d'Ohm nous donne alors :

$$U_{mes} = R_{elec} I_{conv} \quad \text{avec : } R_{elec} = 499 \Omega \quad (3.7)$$

La tolérance de la résistance $\frac{\Delta R_{elec}}{R_{elec}}$ est de 1 %. L'incertitude sur la tension mesurée s'exprime alors de la manière suivante :

$$\Delta U_{mes} = \frac{\Delta R_{elec}}{R_{elec}} R_{elec} I_{conv} \quad (3.8)$$

Soit l'écart maximal suivant (calculé avec la valeur maximale d'intensité du courant I_{conv} (20 mA)) :

$$\Delta U_{mes} = \pm 99.8 mV \quad (3.9)$$

Cet écart se traduit sur la température mesurée ΔT_3 par la relation :

$$\Delta T_3 = \frac{\Delta U_{mes}}{R_{elec} m_{conv}} \quad (3.10)$$

Soit :

$$\Delta T_3 = \pm 1.25^\circ C \quad (3.11)$$

Convertisseur analogique - numérique L'automate programmable industriel mesure une tension comprise entre 0 et 10 V sur ses différentes entrées. Le convertisseur analogique - numérique convertit alors la valeur de la tension en une valeur numérique. Le format numérique du convertisseur étant de 12 bits, la valeur de tension mesurée est convertie en un nombre entier compris entre 0 et 4095 ($2^{12} - 1$). On a donc :

$$U_{num} = m_{ana-num} U_{mes} \quad \text{avec : } m_{ana-num} = \frac{2^{12} - 1}{10} = 409.5 V^{-1} \quad (3.12)$$

L'incertitude de la conversion provient de l'arrondi de la valeur exacte en un nombre entier, l'incertitude sur la valeur numérique ΔU_{num} est donc de ± 0.5 . On obtient l'erreur sur la température mesurée par la relation suivante :

$$\Delta T_{mes} = \frac{\Delta U_{num}}{R_{elec} m_{conv} m_{ana-num}} \quad (3.13)$$

Soit :

$$\Delta T_4 = \pm 0.015^\circ C \quad (3.14)$$

Calcul de la valeur de température à afficher A partir de la valeur de tension sur 12 bits, les calculs permettant d'afficher la valeur de température mesurée sont effectués avec un format numérique de 32 bits. Les erreurs sont alors ici négligeables devant les erreurs précédemment calculées et on obtient la valeur de température à afficher par la relation suivante :

$$T_{num} = m_{calc} \frac{U_{num}}{m_{ana-num}} + p_{calc} \quad \text{avec : } m_{calc} = 12.5^\circ C/V \quad \text{et} \quad p_{calc} = -35^\circ C \quad (3.15)$$

Calcul de l'incertitude totale Pour évaluer l'incertitude totale sur la chaîne de mesure ΔT_{tot} , on calcule l'incertitude-type composée suivant les recommandations de la norme NF ENV 13005 [2], soit par la relation suivante entre les incertitudes sur la température dues aux différents organes de la chaîne de mesure :

$$\Delta T_{tot} = \sqrt{\Delta T_1^2 + \Delta T_2^2 + \Delta T_3^2 + \Delta T_4^2} \quad (3.16)$$

Soit numériquement la valeur suivante :

$$\Delta T_{tot} = \pm 1.46^\circ C \quad (3.17)$$

Cette incertitude sur la mesure de température est relativement importante. Un thermomètre étalon précis à $0.15^\circ C$ va nous permettre de mesurer expérimentalement cette erreur et de proposer par la suite une correction des valeurs mesurées afin d'en réduire l'imprécision.

Mesure expérimentale de l'écart sur la mesure de température par rapport à une sonde de référence

Afin de corriger par la suite l'erreur sur la mesure de température, on relève dans un premier temps expérimentalement l'écart entre les valeurs de température affichées et les valeurs de températures "vraies" mesurées par notre thermomètre étalon. Ces sondes de mesure de température de fluide sont montées en doigt de gant et peuvent ainsi être facilement retirées du tuyau de fluide et testées sans les déconnecter de la chaîne de mesure complète.

Pour effectuer les mesures à des températures stables, on a utilisé dans un premier temps un four à air régulé en température. Cependant les échanges thermiques avec l'air extérieur étaient trop importants et on ne parvenait pas à maintenir les sondes à des températures stabilisées. On a ensuite fait chauffer de l'eau dans un bécher sans parvenir à maintenir l'eau à une température stable, en particulier lors des mesures en extérieur. La meilleure solution a finalement été d'utiliser un bain d'huile thermostaté dans lequel pouvaient plonger à la fois la sonde Pt100 à étalonner et la sonde Pt100 du thermomètre étalon. Ce montage expérimental est présenté en Figure 3.22.



FIGURE 3.22 – Montage expérimental d'étalonnage des sondes de température Pt100

Ces mesures ont ainsi été effectuées pour les 17 sondes de température de la plate-forme expérimentale sur 3 niveaux de température. Ces niveaux sont compris dans la plage de température de fonctionnement de la machinerie thermodynamique (de -10°C à 40°C) : -7°C , 0°C et 30°C ou 40°C .

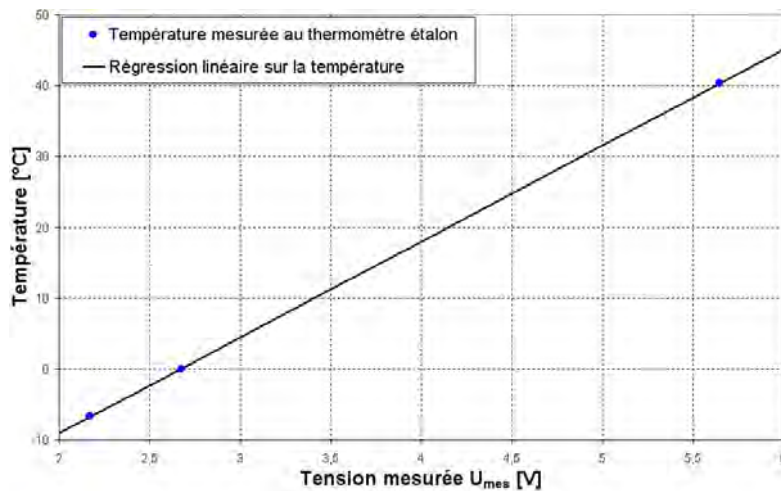
Les résultats de cette campagne de mesures sont donnés pour chacune des sondes de température en table 3.3. On remarque lors de ces relevés expérimentaux que l'écart entre les valeurs mesurées par les sondes Pt100 testées et celles données par le thermomètre étalon atteint jusqu'à 5°C et évolue linéairement avec la température. Cet écart est probablement du à une anomalie non identifiée sur la chaîne de mesure mais va pouvoir être corrigé par une correction linéaire sur la mesure.

Sonde Pt100 testée	$T_{\text{réf}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{af}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{réf}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{af}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{réf}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{af}} [^{\circ}\text{C}]$
Consigne bain d'huile	-7°C		0°C		40°C	
$T_{\text{départ}} \text{ circuit pelouse}$	-6.75	-7.87	-0.01	-1.55	40.32	35.61
$T_{\text{retour}} \text{ circuit pelouse}$	-6.70	-7.79	-0.01	-1.73	40.34	35.63
$T_{\text{départ}} \text{ skid pelouse}$	-6.81	-7.46	0.00	-1.16	40.23	35.50
$T_{\text{retour}} \text{ skid pelouse}$	-6.80	-7.36	-0.01	-0.57	40.23	35.47
$T_{\text{départ}} \text{ circuit parking}$	-6.78	-7.52	-0.03	-1.08	40.36	35.65
$T_{\text{retour}} \text{ circuit parking}$	-6.79	-7.78	0.00	-1.23	40.22	35.26
$T_{\text{départ}} \text{ skid parking}$	-6.89	-7.56	0.00	-1.31	40.14	35.45
$T_{\text{retour}} \text{ skid parking}$	-6.85	-7.08	0.07	-1.46	40.13	35.22
$T_{\text{départ}} \text{ skid vertical 50 m}$	-6.89	-7.53	0.33	-1.24	40.14	35.73
$T_{\text{retour}} \text{ skid vertical 50 m}$	-6.92	-7.61	0.01	-1.10	40.08	35.72
$T_{\text{départ}} \text{ skid vertical 100 m}$	-6.88	-7.44	0.33	-1.30	40.14	35.66
$T_{\text{retour}} \text{ skid vertical 100 m}$	-6.93	-7.42	0.00	-1.37	40.15	35.21
T_{ballon}	-6.87	-8.02	0.00	-1.30	40.18	35.87
Consigne bain d'huile	-7°C		0°C		30°C	
$T_{\text{départ}} \text{ circuit vertical 50 m}$	-6.86	-7.93	0.01	-1.65	30.16	26.44
$T_{\text{retour}} \text{ circuit vertical 50 m}$	-6.86	-7.63	-0.01	-1.56	30.18	26.32
$T_{\text{départ}} \text{ circuit vertical 100 m}$	-6.84	-7.80	-0.01	-1.43	30.18	26.74
$T_{\text{retour}} \text{ circuit vertical 100 m}$	-6.82	-7.54	-0.01	-1.25	30.15	26.73

TABLE 3.3 – Mesures de température pour la calibration des 17 sondes de la plate-forme expérimentale

Calibration par correction globale de l'erreur de mesure

Afin de corriger l'erreur des différents composants de la chaîne de mesure, on effectue une correction linéaire globale sur les valeurs mesurées. L'automate permet de corriger les 2 coefficients de calcul de la température affichée m_{calc} et p_{calc} . Pour ajuster ces coefficients m_{calc} et p_{calc} , les températures mesurées au thermomètre étalon sont représentées sur un graphe en fonction des valeurs de tension mesurées correspondantes, soit les 3 points de mesure relevés pour chaque sonde. Les nouveaux coefficients m_{calc} et p_{calc} sont ensuite obtenus par régression linéaire sur ces 3 points. Le graphe de calibration de la sonde $T_{\text{départ}} \text{ circuit pelouse}$ est présenté pour exemple en Figure 3.23.


 FIGURE 3.23 – Calcul des nouveaux coefficients m_{calc} et p_{calc} de calibration des mesures de température (ici $m_{\text{calc}} = 13.54^{\circ}\text{C}/\text{V}$ et $p_{\text{calc}} = -36.19^{\circ}\text{C}$)

On obtient ainsi 2 nouvelles valeurs pour les coefficients m_{calc} et p_{calc} pour chaque sonde de température. Les valeurs de ces coefficients sont alors modifiées sur l'interface de l'automate programmable et le dispositif de régulation de la plate-forme utilise ainsi des valeurs plus précises de température. Après modification des coefficients, l'écart entre température affichée par l'interface de l'automate et température mesurée par le thermomètre étalon reste inférieur à $0.06^{\circ}C$, ce qui donne en tenant compte de l'incertitude du thermomètre étalon ($\pm 0.15^{\circ}C$) une erreur maximale de $\pm 0.21^{\circ}C$.

Conclusion

Après calibration des sondes de températures, on a une mesure précise à $\pm 0.21^{\circ}C$ sur la gamme de température de fonctionnement de la plate-forme expérimentale (de $-10^{\circ}C$ à $40^{\circ}C$).

3.3.1.2 Les mesures de température par fibre optique

L'appareil DTS Raman permet de mesurer successivement les températures sur les 8 voies de mesure du multiplexeur. Etant donné qu'il s'agit du même modèle de câble optique sur toutes les voies du multiplexeur, il suffit de calibrer le DTS Raman sur une voie de mesure, on applique ensuite la même correction aux autres voies de mesure.

On se focalise ici sur les fibres optiques de l'échangeur horizontal. Ces fibres sont disposées sur 3 niveaux de profondeur tel que décrit en partie 3.2.3.3. Ces différentes longueurs de fibre sont réparties dans le sous-sol et permettent l'acquisition de toutes les températures autour des échangeurs horizontaux en occupant trois voies de mesure du multiplexeur : l'une pour les fibres optiques disposées du côté parking, l'autre pour celles disposées du côté pelouse et la dernière pour la zone non perturbée située au bout du secteur pelouse. Chaque longueur de fibre optique a été numérotée suivant le schéma de la Figure 3.24.

Zone sans échangeur	Côté pelouse	Côté parc de stationnement	
A0c	A11c	A21c	- 0,50 m
	A12c	A22c	
	A41c	A31c	
	A42c	A32c	
A0b	A11b	A21b	- 1 m
	A12b	A22b	
	A41b	A31b	
	A42b	A32b	
A0a	A11a	A21a	- 1,50 m
	A12a	A22a	
	A41a	A31a	
	A42a	A32a	

FIGURE 3.24 – Numérotation des différentes portions de fibres optiques en vue de dessus de la zone des échangeurs horizontaux

Les différentes portions de fibres optiques ont été soudées bout à bout sur chaque voie en suivant la numérotation de la Figure 3.24 de bas en haut, soit par exemple pour la voie de mesure du côté pelouse l'ordre suivant : A11c, A12c, A41c, A42c, A11b, A12b, A41b, A42b, A11a, A12a, A41a et A42a. Un signal brut de température mesurée par le DTS Raman sur cette voie est présenté en Figure 3.25 sur laquelle les différentes sections de mesure ont été mises en évidence. On remarque que chaque section de mesure est mesurée deux fois et de manière symétrique, cela provient du fait que deux fibres optiques du câble de mesure (parmi les 6 disponibles) sont utilisées et soudées bout à bout après leur passage dans la zone de mesure, on a ainsi une mesure “aller” et une mesure “retour” dans le câble de mesure. Par ailleurs, on remarque que les différentes sections de mesure de température sont espacées de 60 m environ, cela correspond à la distance parcourue par la fibre dans le fourreau souterrain pour effectuer l'aller-retour entre le regard central d'où partent toutes les mesures de température et le chalet “météologie” où sont disposés les boîtiers de soudure d'une section de mesure à une autre (cf Figure 3.16). Les zones d'augmentation brutale de température de 3 à 4 °C sur le signal brut correspondent aux différents passages des fibres optiques dans ce fourreau souterrain.

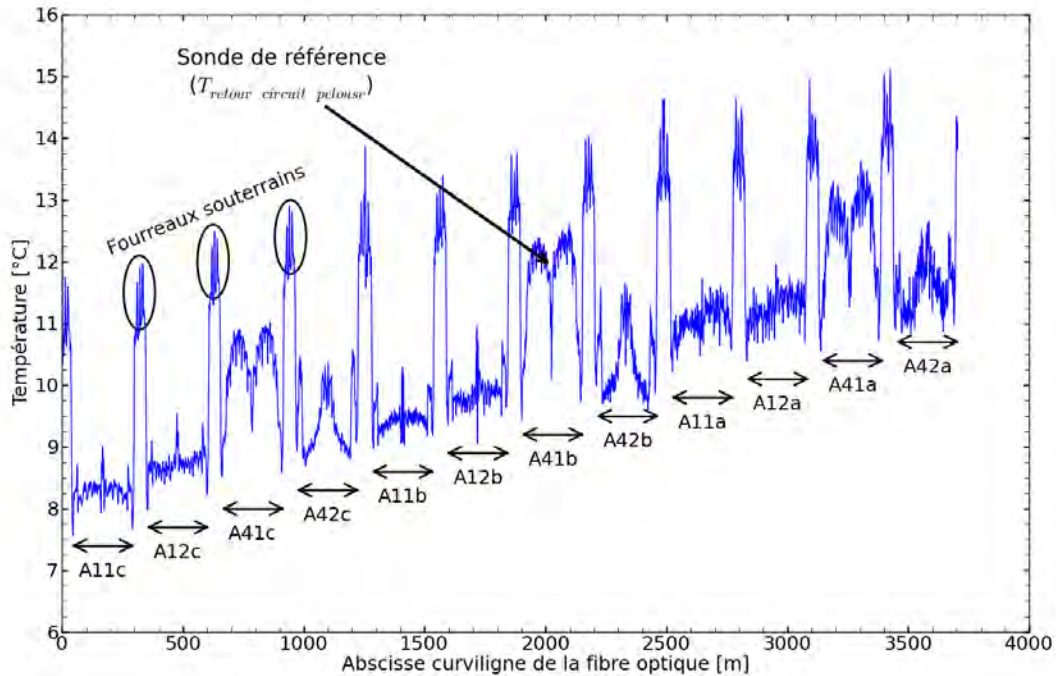


FIGURE 3.25 – Signal brut de température mesurée par fibre optique sur la voie consacrée au sol environnant l'échangeur géothermique du secteur pelouse

Ce signal brut présenté en Figure 3.25 va nous permettre de calibrer les mesures de température par fibre optique. Pour cela, on commence par rectifier la pente du signal en évaluant l'augmentation de la température en fonction de l'abscisse curviligne sur la courbe brute de la Figure 3.25. Afin d'annuler cette pente sur le signal de mesure, on applique alors une correction de $-0.001149\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$. Il reste à rectifier le biais constant. La sonde Pt100 de mesure de la température du fluide en sortie d'échangeur géothermique donne une valeur précise de la température du sol à 1 m de profondeur lorsque le fluide n'échange pas de chaleur avec le sol (simple circulation), ce qui était bien le cas lors de l'acquisition des données de la Figure 3.25. Cette mesure de température est positionnée spatialement sur le signal brut de la Figure 3.25 et celle-ci nous permet de caler le signal de manière à ce que la température donnée par la fibre optique en ce point soit bien la même que celle donnée par la sonde Pt100.

Finalement on applique la correction globale suivante au signal de température :

$$T_{cor} = T_{brut} - 0.001149x - 1.6 \quad \text{avec } T \text{ en } ^\circ C \text{ et } x \text{ en } m \quad (3.18)$$

Après calibration, on obtient alors la courbe de température présentée en Figure 3.26.

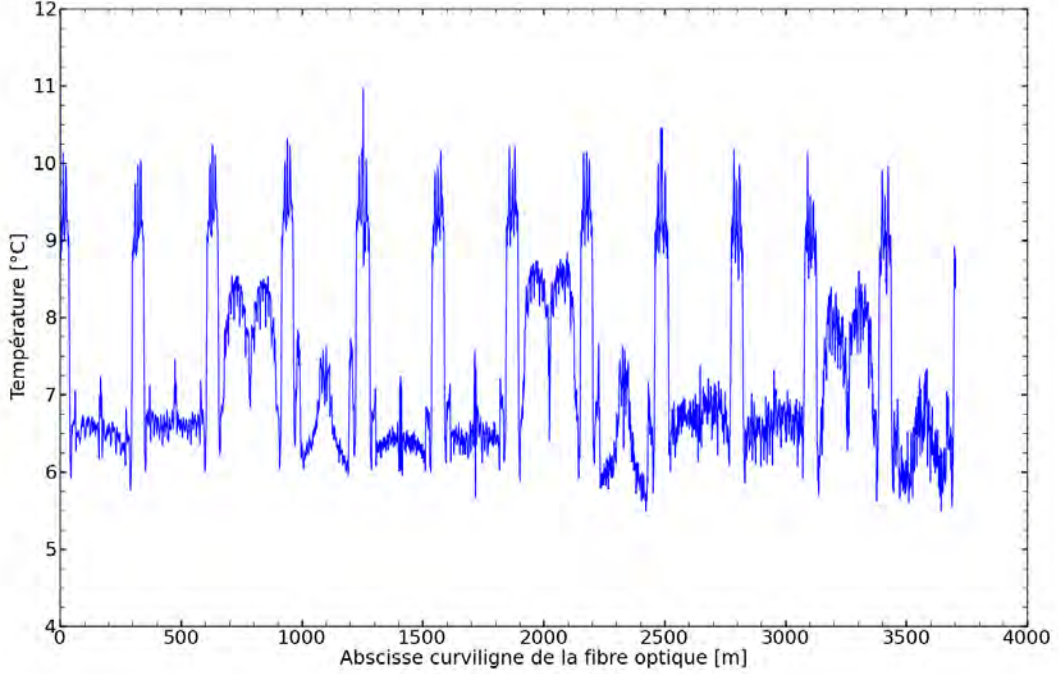


FIGURE 3.26 – Signal de température mesurée par fibre optique sur la voie du secteur pelouse après calibration

La résolution des mesures de température par fibre optique par notre appareil DTS Raman est garantie à $\pm 0.05^\circ C$ et la température mesurée par la sonde de référence à $\pm 0.21^\circ C$. On peut alors considérer qu'une fois la calibration effectuée, l'incertitude sur la mesure de température par fibre optique est de l'ordre de $\pm 0.3^\circ C$.

3.3.2 Précision de mesure des débitmètres

Les débitmètres choisis pour la plate-forme expérimentale sont des débitmètres électromagnétiques de marque ABB. Ceux-ci sont associés à des transmetteurs de courant en 4 - 20 mA . On dispose de 4 débitmètres sur la plate-forme, un pour chacun des 2 circuits des échangeurs horizontaux et un pour chacun des 2 circuits des sondes géothermiques verticales. Les débitmètres ont des réglages différents pour ces applications. Pour les échangeurs horizontaux, ceux-ci sont réglés pour une gamme de débit de 0 à 2 m^3/h tandis que pour les sondes verticales la gamme de mesure s'étend jusqu'à 4 m^3/h , les pertes de charge dans ces échangeurs étant plus faibles.

3.3.2.1 Calcul de l'incertitude théorique de la mesure

La chaîne de mesure est ici exactement la même que celle des sondes de température Pt100 (cf Figure 3.21). Le débitmètre et le convertisseur de courant ont chacun une erreur de 0.5 % de la valeur mesurée d'après la documentation technique du débitmètre [35]. Un calcul d'incertitude similaire à celui effectué pour les sondes Pt100 nous donne alors une valeur d'incertitude maximale de $\pm 0.024 m^3/h$ pour les échangeurs horizontaux et de $\pm 0.049 m^3/h$ pour les échangeurs verticaux.

3.3.2.2 Estimation de l'incertitude de mesure

L'incertitude sur la mesure est évaluée expérimentalement en faisant varier la puissance de la pompe de circulation P_{pompe} de 10 à 100 % de sa puissance maximale P_{max} et en notant pour chaque point de fonctionnement le débit affiché sur l'écran du débitmètre et celui donné sur l'interface graphique de l'automate programmable. Les valeurs ainsi mesurées pour le circuit de l'échangeur horizontal côté pelouse et les sondes verticales de 50 m sont données dans le tableau 3.4. L'écart entre les deux valeurs mesurées est toujours inférieur à $0.03 \text{ m}^3/\text{h}$ sauf pour le point où la pompe de l'échangeur horizontal fonctionne à puissance maximale où celui-ci atteint $0.07 \text{ m}^3/\text{h}$. Ne disposant pas d'un débitmètre étalon, on ne peut améliorer la calibration de ces mesures de débit. Cependant cet écart minime entre ces mesures effectuées au travers de chaînes de mesure indépendantes nous indique qu'on peut considérer que l'erreur maximale sur la mesure sera de l'ordre de $\pm 0.1 \text{ m}^3/\text{h}$, ce qui est tout à fait acceptable pour nos mesures. Cet écart est légèrement supérieur à l'incertitude théorique de la mesure calculée précédemment. Cela est probablement dû aux erreurs de lecture de l'opérateur sur l'écran d'affichage du débitmètre.

P_{pompe} [% de P_{max}]	Horizontal pelouse		Vertical 50 m	
	$\dot{V}_{af} [\text{m}^3/\text{h}]$	$\dot{V}_{auto} [\text{m}^3/\text{h}]$	$\dot{V}_{af} [\text{m}^3/\text{h}]$	$\dot{V}_{auto} [\text{m}^3/\text{h}]$
10	0.094	0.070	0.16	0.13
20	0.24	0.24	0.37	0.36
30	0.42	0.42	0.62	0.63
40	0.64	0.64	0.87	0.87
50	0.85	0.86	1.11	1.12
60	1.06	1.06	1.36	1.37
70	1.28	1.30	1.62	1.64
80	1.48	1.51	1.89	1.89
90	1.68	1.71	2.17	1.16
100	1.96	1.89	2.42	2.41

TABLE 3.4 – Mesures de débit affichées sur l'écran du débitmètre et données par l'automate pour un circuit d'échangeur horizontal et un circuit d'échangeur vertical

3.3.3 Etalonnage de la sonde d'humidité

La sonde capacitive d'humidité permet sans calibration d'obtenir une bonne estimation de l'évolution relative de la teneur en eau du sol. En revanche, pour obtenir des valeurs exactes d'humidité, il est nécessaire d'étalonner cette sonde sur le type de sol rencontré. On a ainsi mis en oeuvre une procédure de calibration dans le terrain de la plate-forme.

La sonde effectue une mesure moyenne sur un volume de sol cylindrique de hauteur 10 cm et de diamètre 25 cm. On prélève par conséquent une quantité de sol suffisante (cf Figure 3.27) pour effectuer des mesures avec la sonde positionnée au coeur du volume. Les trente premiers centimètres du terrain étant constitués d'un sol de type humus, le sol est prélevé en dessous de cette profondeur où on trouve alors le sol entourant les échangeurs géothermiques qui est un sable rouge de sologne homogénéisé. La différence de couleur entre ces deux types de sol est bien visible à 30 cm de profondeur sur la photo de la Figure 3.27.



FIGURE 3.27 – Prélèvement d'un échantillon de sol sur le terrain des échangeurs géothermiques horizontaux

3.3.3.1 Procédure de calibration

Le sol prélevé sur le site de la plate-forme a dans un premier temps été réparti sur des étagères tel que le montre la photo de gauche de la Figure 3.29 et ensuite mis à l'étuve à $105^{\circ}C$ pendant 24 heures. La teneur en eau W est ici définie comme étant le rapport de la masse d'eau sur la masse de sol sec. On considère après passage dans l'étuve que la teneur en eau du sol est nulle. On ajoute alors une masse d'eau calculée afin d'obtenir une teneur en eau de 2 % puis, 4, 6, 8, 10 et 12 %. Après chaque ajout d'eau, le sol est homogénéisé à la bétonnière, puis disposé dans une bassine d'un diamètre d'environ 30 cm dans laquelle est positionné le tube de mesure de la sonde. Le sol est tassé à la masse autour de la sonde afin d'avoir un degré de compactage équivalent à celui du terrain de la plate-forme. La sonde d'humidité est alors insérée dans son tube de mesure, au milieu du volume de sol et la fréquence mesurée par la sonde est relevée comme le montre la seconde photo de la Figure 3.29.

Lors de chaque mesure avec la sonde, un échantillon de sol est extrait afin d'en mesurer la teneur en eau. Les échantillons ainsi prélevés sont présentés en Figure 3.28.



FIGURE 3.28 – Echantillons de sol prélevés lors des mesures à des teneurs en eau de 2, 4, 6, 8, 10 et 12 %



FIGURE 3.29 – Mise en place du sol sur les étagères de l'étuve et mesure de fréquence sur l'échantillon de sol

On obtient ainsi des mesures de fréquence par la sonde d'humidité et l'humidité de référence correspondante mesurée par double pesée (lors de la mesure, puis une fois l'échantillon séché à l'étuve). Ces valeurs mesurées sont récapitulées en Table 3.5.

Fréquence mesurée f_{sol} [Hz]	Teneur massique en eau obtenue par double pesée W [en %]
143300	1.76
140830	3.75
136970	5.55
132905	7.15
129760	9.10
129670	10.20

TABLE 3.5 – Points de mesure pour la calibration de la sonde d'humidité

3.3.3.2 Obtention de la courbe d'étalonnage

Le manuel d'utilisation de la sonde Diviner [62] propose une relation liant la fréquence mesurée dans le sol à la teneur en eau W sous la forme adimensionnée suivante :

$$F_{ad} = \frac{f_{air} - f_{sol}}{f_{air} - f_{eau}} = A \cdot W^B \quad (3.19)$$

f_{air} est la fréquence mesurée lorsque le tube de mesure de la sonde est dans l'air et f_{eau} est la fréquence mesurée lorsque le tube de mesure est noyé dans un bain d'eau. A et B sont les 2 coefficients à déterminer lors de la calibration.

Les 2 coefficients A et B sont alors calculés de manière à minimiser l'écart par méthode des moindres carrés entre la courbe d'étalonnage et les 6 points de mesure relevés expérimentalement (cf Table 3.5). On obtient alors : $A = 0.408$ et $B = 0.299$.

La courbe d'étalonnage permettant d'obtenir la teneur en eau sur le sol de notre terrain d'essais à partir de la fréquence mesurée par la sonde d'humidité est tracée sur le graphe de la Figure 3.30. Les 6 points expérimentaux sont également représentés sur ce graphe et cela permet de mesurer l'écart maximal sur la teneur en eau entre les points de mesure et la courbe d'étalonnage. Cet écart est ici au maximum de $\pm 10\%$. Cette incertitude relativement importante sur la mesure est due en particulier aux erreurs de lecture de la fréquence sur l'appareil de mesure.

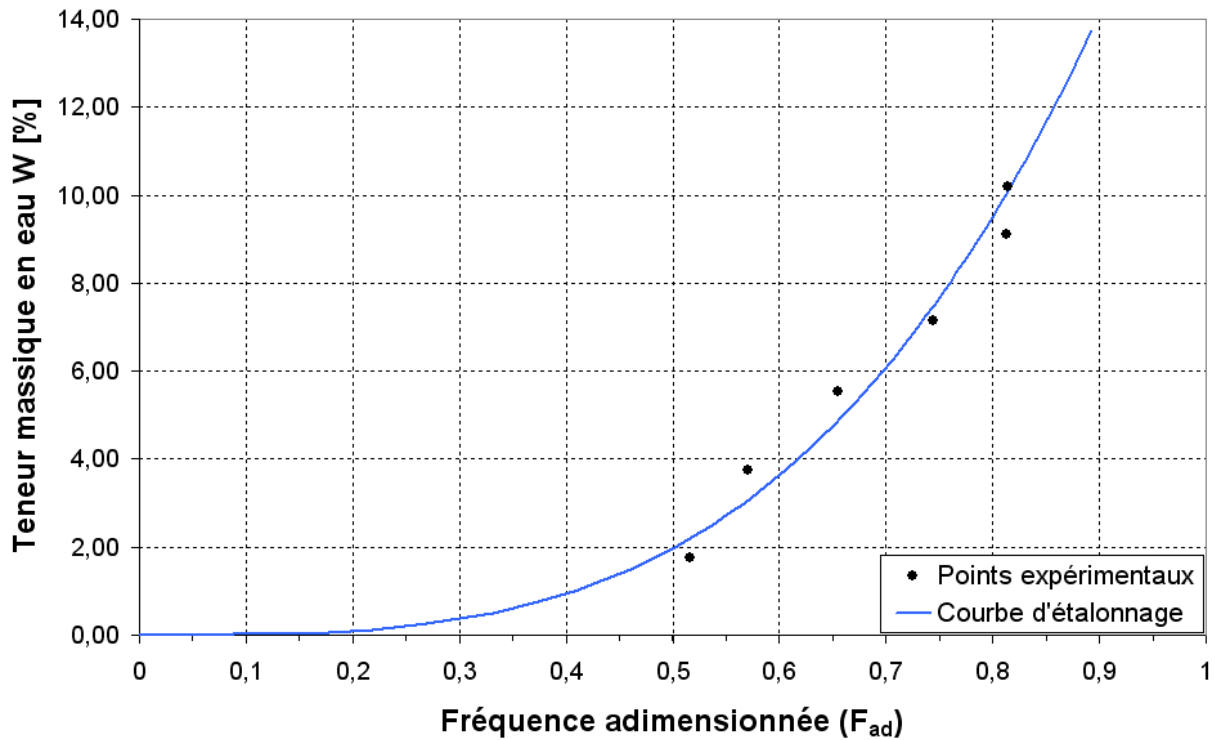


FIGURE 3.30 – Courbe d'étalonnage de la sonde d'humidité pour le sol des échangeurs géothermiques horizontaux de la plate-forme d'essais

Conclusion

La plate-forme expérimentale "Géothermie" du BRGM a été présentée dans ce chapitre. Les différents matériels de mesure (Température du fluide et du sol, débit, humidité du sol) ont été étalonnés et calibrés lorsque cela s'est avéré nécessaire.

Afin de vérifier le bon fonctionnement de la régulation de la plate-forme, un essai préliminaire de type test de réponse thermique a également été effectué sur quatre boucles d'échangeur horizontal. Cet essai a également permis de valider les mesures de température par fibre optique dans un sol sollicité thermiquement. Plus de détails sur cet essai sont donnés dans l'article publié à l'occasion du Congrès mondial sur la Géothermie de 2010 [49].

La plate-forme est alors opérationnelle pour le test de modèles d'échangeurs géothermiques verticaux ou horizontaux. Cette plate-forme va ainsi nous permettre de valider le modèle d'échangeur horizontal proposé dans le précédent chapitre.

Chapitre 4

Validation expérimentale du modèle d'échangeur horizontal

Dans ce chapitre, une validation du modèle d'échangeur horizontal proposé au chapitre 2 est effectuée. Après une brève revue bibliographique décrivant les différents dispositifs expérimentaux mis en oeuvre pour améliorer la connaissance des échangeurs horizontaux, l'hypothèse de conduction pure du modèle est justifiée expérimentalement, les différents paramètres du modèle non connus à priori sont mesurés sur site ou en laboratoire et un protocole expérimental est mis en oeuvre sur la plate-forme expérimentale servant à valider le modèle d'échangeur horizontal.

4.1 Quelques expérimentations sur les échangeurs géothermiques horizontaux répertoriées dans la littérature

Assez peu d'expériences scientifiques ont été effectuées sur les échangeurs horizontaux. Quatre expériences ont été identifiées et donnent des résultats de mesure de température de fluide, ainsi que des températures du sol autour de l'échangeur.

Piechowski [51] a mis en place dans le sol un échangeur géothermique constitué d'un seul tuyau droit. Un ballon de stockage d'eau chaude et une vanne 3 voies permettent d'injecter du fluide chaud dans le sol à la température désirée. La température du fluide est mesurée à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et la température du sol est mesurée à différentes distances du tuyau dans un plan normal à celui-ci situé à mi-longueur. Ce dispositif expérimental est assez proche de celui de notre plate-forme expérimentale, notamment au niveau de la régulation. Cependant il ne permet pas de connaître l'évolution de la température du sol le long du tuyau comme le permettent les mesures réparties de température par fibre optique.

Esen et al. [21, 22] testent deux échangeurs géothermiques, l'un à 1 m et l'autre à 2 m de profondeur. Ils sont couplés à une pompe à chaleur fournissant le chauffage et la climatisation à un local situé à proximité. Ces échangeurs ont une géométrie similaire à celui de notre plate-forme expérimentale (cf Figure 2.3). L'espacement entre les tuyaux est de 30 cm, l'interaction est donc forte entre les tuyaux. La température du sol est mesurée uniquement au centre de l'échangeur tandis que la température du fluide est mesurée à l'entrée et à la sortie de l'échangeur géothermique.

Boulard [12] étudie quant à lui un échangeur géothermique horizontal à tuyaux parallèles utilisé pour le chauffage d'une serre agricole. Les tuyaux sont enterrés à 50 cm de profondeur et sont distants de 80 cm les uns des autres. La température du sol est mesurée dans un plan normal aux tuyaux suivant deux axes, l'un à la verticale d'un tuyau et l'autre suivant une médiatrice entre deux tuyaux. L'essai réalisé consiste à injecter un fluide chaud toujours à la même température pendant plusieurs mois et les données mesurées correspondent donc à un régime permanent de fonctionnement.

Le même type d'échangeur constitué cette fois de 3 tuyaux parallèles distants de 3 m est testé par Demir et al. [19]. Cet échangeur est relié à une pompe à chaleur permettant l'injection de chaud ou de froid dans le sol. La température du fluide est mesurée avant séparation du fluide dans les

3 tuyaux et à son retour dans le tuyau de collecte. Le sol est instrumenté en température dans un plan perpendiculaire aux 3 tuyaux parallèles. La principale conclusion de ces expériences est que la conductivité thermique du sol est le paramètre impactant le plus les performances de l'échangeur géothermique.

4.2 Validation de l'hypothèse de conduction pure du modèle

Dans le modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2, une hypothèse majeure est effectuée consistant à supposer que les échanges thermiques dans le sol sont dus uniquement à des phénomènes de conduction de chaleur. Cela suppose que l'eau ne s'écoule que très peu dans le sol de type pelouse de notre plate-forme expérimentale et par conséquent le profil vertical d'humidité évolue peu au fil du temps.

Afin de valider cette hypothèse, des relevés hebdomadaires d'humidité du sol ont été effectués dans le forage à proximité de l'échangeur géothermique utilisé pour la validation expérimentale du modèle. Ces profils d'humidité, obtenus à l'aide de la sonde capacitive sont représentés en Figure 4.1.

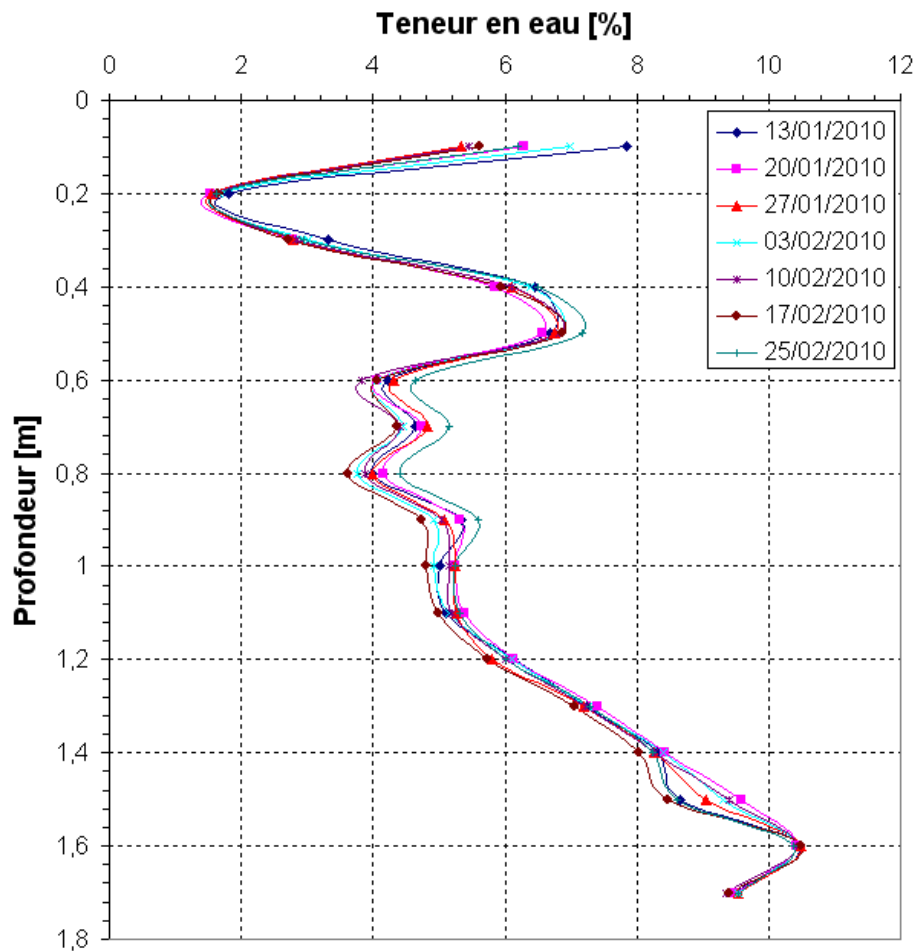


FIGURE 4.1 – Relevés hebdomadaires d'humidité dans le sous-sol environnant l'échangeur géothermique testé (relevés effectués sans perturbation du sol par l'échangeur géothermique)

Le profil d'humidité tracé sur cette figure évolue très peu d'une semaine à l'autre malgré des épisodes pluvieux. Durant les 6 semaines de mesures, le profil a toujours la même allure et l'écart maximal entre deux valeurs d'humidité à une même profondeur est de 1,2%. On considère par conséquent que le transport de chaleur dû aux écoulements d'eaux météoriques en sous-sol est négligeable devant la conduction thermique dans le sol (pas de "lessivage thermique" par les eaux de pluie).

4.3 Protocole expérimental et détermination des paramètres du modèle

L'essai doit permettre de valider le modèle d'échangeur horizontal sur de longues durées et de confirmer la bonne prise en compte des interactions thermiques entre sections droites parallèles de tuyaux. Une seule boucle d'échangeur horizontal de 100 m (boucle intérieure) est raccordée à la machinerie thermodynamique afin que la géométrie de l'échangeur corresponde à celle décrite par le modèle. L'essai est effectué en mode injection de chaleur dans le sol pour éviter un éventuel gel du sol qui ne serait pas bien pris en compte par le modèle. Afin que les interférences thermiques entre tuyaux soient visibles, on décide d'injecter une quantité de chaleur maximale dans le sol. On choisit ainsi une température d'entrée du fluide dans l'échangeur de 40 °C, soit la température maximale acceptée par l'installation expérimentale et un débit de 0.77 m³/h correspondant au fonctionnement de la pompe de circulation à puissance maximale.

Les paramètres du modèle d'échangeur horizontal développé lors du chapitre 2 sont alors récapitulés en Table 4.1.

Paramètre du modèle		Valeur (si connue à priori)
<i>Propriétés du sol</i>		
Conductivité thermique	λ	
Diffusivité thermique	a	
Température sans perturbation	T_0	
<i>Disposition et caractéristiques du tuyau de l'échangeur</i>		
Profondeur d'enfouissement	d	1 m
Nombre de sections droites de tuyaux parallèles	$nbtu_{par}$	8
Longueur des sections droites de tuyau	$L_{tu,d}$	11 m
Ecartement des tuyaux parallèles entre eux	d_{t-t}	0.5 m
Longueur totale du tuyau	L_{tu}	100 m
Rayon extérieur	$r_{tu,e}$	0.01 m
<i>Propriétés du fluide</i>		
Capacité calorifique massique	Cp_{fl}	
Masse volumique	ρ_{fl}	
Débit volume	\dot{V}_{fl}	0.77 m ³ /h
<i>Echange fluide - paroi extérieure de tuyau</i>		
Résistance thermique	R_{glob}	

TABLE 4.1 – Paramètres du modèle d'échangeur horizontal moyen terme

Dans ce tableau, on relève six paramètres dont les valeurs ne sont pas connues à priori pour l'échangeur géothermique de la plate-forme expérimentale. Leurs valeurs vont donc être déterminées par différentes méthodes directes ou indirectes.

4.3.1 Détermination des propriétés thermiques du sol

La conductivité et la diffusivité thermique du sol sont des paramètres d'entrée du modèle difficiles à déterminer sur site, ceux-ci n'étant pas seulement liés au type de sol rencontré mais dépendants aussi fortement de l'humidité du terrain. Le sol étant homogénéisé sur le terrain de la plate-forme d'essais, on considère ici que les propriétés dépendent uniquement de la teneur en eau du sol.

Afin d'évaluer la dépendance à l'humidité de la conductivité et de la diffusivité thermique du sol, des échantillons de sol du terrain de la plate-forme expérimentale ont été prélevés. Ces échantillons ont été extraits lors de la procédure de calibration de la sonde d'humidité (cf Chapitre 3), ce qui a permis d'avoir des teneurs en eau différentes pour chacun d'entre eux (dosage de la quantité d'eau ajoutée au sol initialement déshydraté). Ceux-ci ont ensuite été tamisés, puis conditionnés dans des flacons de volumes connus. Le sol est tassé dans les flacons de manière à obtenir la même

masse volumique sèche que sur le terrain expérimental. Cette masse volumique sèche, mesurée au gammadensimètre (cf Chapitre 3) est de 1.94 kg/dm^3 à 1 m de profondeur. Lors de la préparation du sol pour la calibration de la sonde d'humidité, le sol dont on extrait ces échantillons est dosé successivement à des teneurs en eau de 2, 4, 6, 8, 10 et 12%. Cependant le sol subit de nombreuses manipulations lors de la préparation des échantillons et une nouvelle mesure de teneur en eau sera nécessaire afin de tenir compte de l'évaporation pendant leur conditionnement. La Figure 4.2 montre ces échantillons ainsi préparés.



FIGURE 4.2 – Échantillons de sable de la plate-forme expérimentale conditionnés à différentes teneurs en eau avant mesure des propriétés thermiques

Les propriétés thermiques des échantillons sont alors mesurées par le laboratoire de l'entreprise ANTEA. Ces mesures sont effectuées à l'aide d'une sonde de marque "Decagon Devices". Cette sonde est constituée de deux aiguilles distantes de 6 mm , l'une étant une résistance chauffante et l'autre permettant la mesure de la température à 6 mm de l'élément chauffant. La précision de mesure de l'appareil donnée par le constructeur [20] est de $\pm 5\%$ de la valeur, aussi bien pour la conductivité thermique (en $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) que la diffusivité thermique (en mm^2/s). La Figure 4.3 montre l'une des mesures effectuées avec cette sonde sur l'un de nos échantillons de sol.



FIGURE 4.3 – Mesure des propriétés thermiques d'un échantillon de sol de la plate-forme expérimentale

Lors des mesures de conductivité et diffusivité thermiques, les échantillons sont pesés. Une fois les mesures effectuées, le sol est alors extrait des flacons et mis à l'étuve durant 24 heures à $105^\circ C$. Le sol déshydraté de chaque échantillon est pesé et permet ainsi d'obtenir une mesure de l'humidité de chaque échantillon au moment où ont été effectuées les mesures des propriétés thermiques.

Sur chaque échantillon trois mesures de conductivité et diffusivité sont réalisées à trois endroits différents. La valeur de mesure retenue est la valeur moyenne de ces trois mesures. Des différences importantes ont pu être relevées sur ces trois mesures (jusqu'à $0.4 W/(m \cdot K)$ pour la conductivité thermique et $0.5 mm^2/s$ pour la diffusivité thermique), dues à l'inhomogénéité de la teneur en eau de l'échantillon. En effet, ceux-ci étant stockés verticalement, l'eau s'y est accumulée au fond. Les résultats de ces mesures sont récapitulées en Table 4.2 ainsi que les teneurs en eau mesurées correspondantes.

Teneur en eau W [%]	Conductivité λ [$W/(m \cdot K)$]	Diffusivité a [mm^2/s]
1.1	0.26	0.25
2.5	0.69	0.42
5.4	1.44	1.09
6.9	2.85	1.00
7.1	2.83	1.41
9.0	2.77	1.42

TABLE 4.2 – Mesures de propriétés thermiques d'échantillons de sol de la plate-forme expérimentale

À partir de ces mesures expérimentales, on cherche alors une loi permettant de corréler la conductivité thermique du sol à sa teneur massique en eau W . Kersten [39] propose l'équation empirique suivante valable pour un sable non gelé, W étant ici exprimé en % et ρ_{sec} en kg/dm^3 :

$$\lambda [W/(m \cdot K)] = 0.1442 \cdot 10^{0.6243\rho_{sec}} [0.7 \log_{10}(W) + 0.4] \quad (4.1)$$

On propose ici d'utiliser une loi de même forme que celle de Kersten, soit une loi de type $A \log_{10}(W) + B$, la masse volumique sèche du sol étant ici constante pour tous nos échantillons et égale à $1.94 kg/dm^3$. Les coefficients A et B sont obtenus de manière à minimiser la somme des carrés des écarts entre les points expérimentaux et les valeurs corrélées. On obtient ainsi la loi suivante :

$$\lambda [W/(m \cdot K)] = 3.100 \log_{10}(W) - 0.165 \quad (4.2)$$

On recherche une loi du même type pour corréler la diffusivité thermique en mm^2/s à la teneur en eau W (en %) et on obtient :

$$a [mm^2/s] = 1.346 \log_{10}(W) + 0.074 \quad (4.3)$$

La Figure 4.4 montre les points de mesures expérimentaux ainsi que les corrélations obtenues. L'équation de conductivité thermique de Kersten est également représentée sur ce graphe. Il apparaît clairement que la corrélation de conductivité proposée s'approche mieux des points de mesure. Cependant l'équation de Kersten présente l'avantage de tenir compte de la masse volumique sèche du milieu et pourra ainsi également être utilisée pour des sables plus ou moins compactés.

L'écart entre les corrélations et certains points de mesure est assez important. On a ainsi un écart maximal de $0.6 W/(m \cdot K)$ sur la valeur de conductivité thermique et de $0.2 mm^2/s$ sur la valeur de diffusivité thermique. L'incertitude maximale de la mesure de la conductivité thermique à partir d'une valeur d'humidité connue est alors estimée par moyenne quadratique des écarts entre points mesurés et corrélés. On obtient ainsi une incertitude sur la mesure de $0.40 W/(m \cdot K)$ pour la conductivité thermique et de $0.15 mm^2/s$ pour la diffusivité thermique.

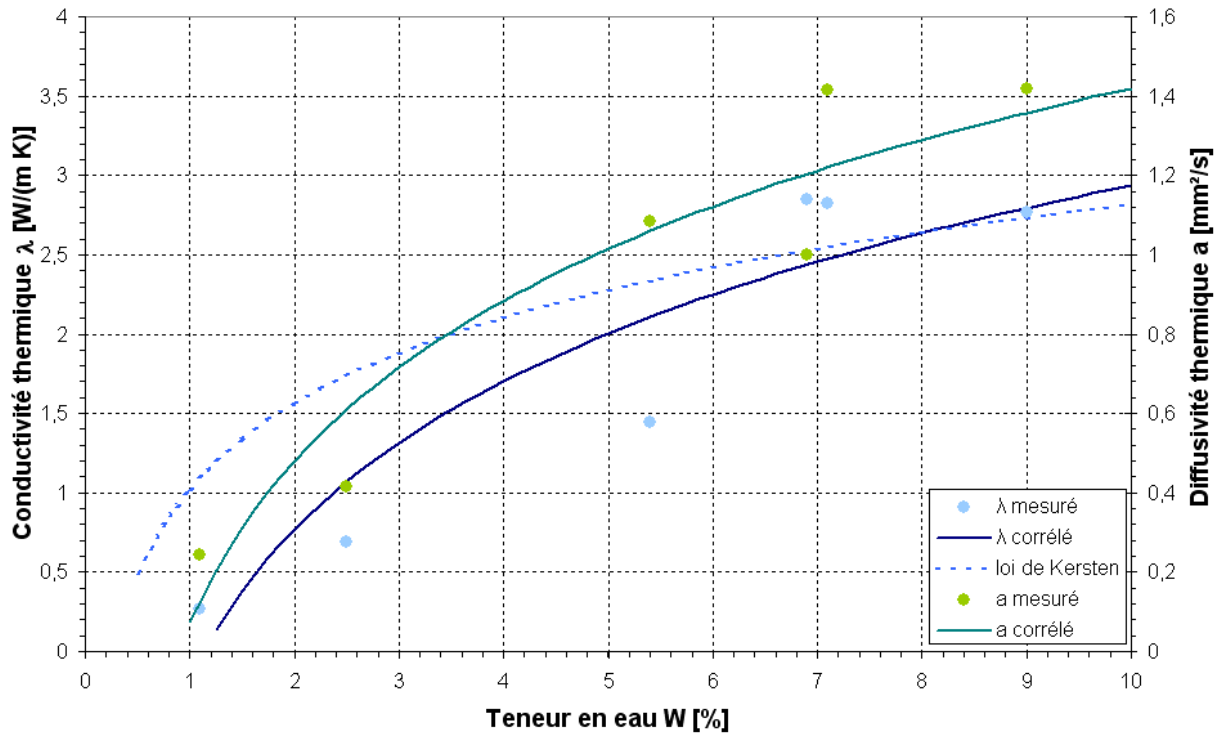


FIGURE 4.4 – Conductivités et diffusivités thermiques d'échantillons de sol mesurées et corrélations associées

Ces deux corrélations nous permettent donc d'obtenir une valeur de conductivité et de diffusivité thermique du terrain de la plate-forme après mesure de sa teneur en eau par la sonde capacitive. Afin de déterminer ces paramètres, on effectue un relevé d'humidité au lancement de l'essai. Celui-ci est présenté en Figure 4.5.

La teneur en eau mesurée à la profondeur de l'échangeur (1 m) est de 5.3%. On obtient alors à l'aide des équations 4.2 et 4.3 une valeur de conductivité thermique de $2.08 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ et de diffusivité thermique de $1.05 \text{ mm}^2/\text{s}$.

La température du sol non perturbée est mesurée également au début de l'essai en faisant circuler le fluide dans l'échangeur souterrain à faible débit ($0.26 \text{ m}^3/\text{h}$) et sans échange de chaleur (re-circulation du fluide en boucle fermée). La température du sol à 1 m de profondeur est alors égale à la température du fluide en sortie d'échangeur géothermique. Cette température est ainsi obtenue égale à 8.6°C .

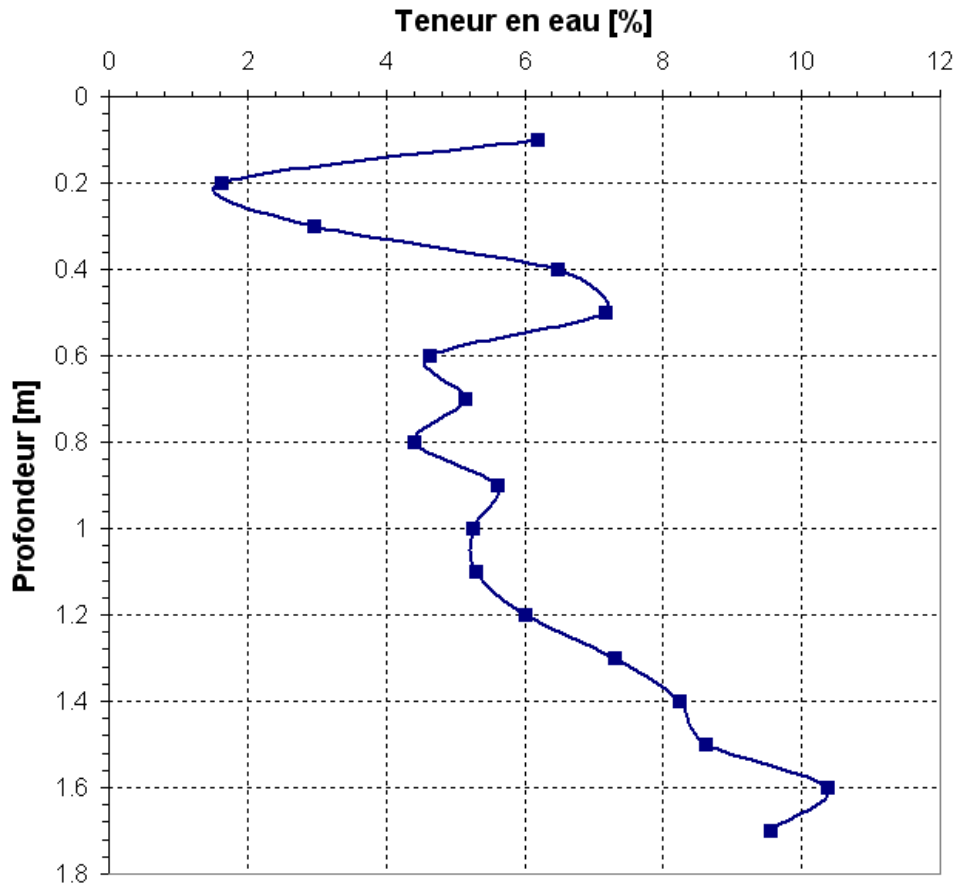


FIGURE 4.5 – Profil d'humidité dans le sol environnant l'échangeur géothermique testé au lancement de l'essai le 25 février 2010

4.3.2 Détermination des propriétés physiques du fluide

Les caractéristiques physiques du fluide dépendent essentiellement de sa température et de sa concentration en mono-propylène glycol. Connaissant ces deux paramètres, la documentation technique du fournisseur de fluide [14] permet alors de déterminer la masse volumique, la capacité thermique, la conductivité thermique, la viscosité dynamique, le nombre de Prandtl et la température de solidification du fluide.

La teneur en mono-propylène glycol du fluide circulant dans les échangeurs géothermiques n'est pas connue avec précision. On décide donc de prélever un échantillon de ce fluide sur le circuit afin de mesurer cette teneur. On pourra ensuite en déduire la masse volumique et la capacité thermique sur la gamme de température de nos essais à l'aide des courbes données dans le dossier technique du fournisseur [14] (Produits chimiques du Mont-Blanc).

4.3.2.1 Mesure de la teneur volumique en mono-propylène glycol et obtention de la masse volumique et de la capacité calorifique du fluide

La teneur volumique en mono-propylène glycol du fluide est donnée par la fiche produit [15] en fonction de la masse volumique du mélange à 20°C . Afin de déterminer cette teneur volumique, un échantillon de fluide est prélevé sur le circuit de l'échangeur de la plate-forme. La masse volumique de cet échantillon doit être mesurée avec une précision importante, étant donnée la faible différence de masse volumique entre le mono-propylène glycol (1048 kg/m^3 à 20°C) et l'eau pure (1000 kg/m^3 à 20°C). Un pycnomètre a été utilisé pour cette mesure, permettant ainsi de connaître avec précision le volume du constituant pesé. La Figure 4.6 montre le pycnomètre rempli de fluide lors de la mesure de la masse volumique du mélange.



FIGURE 4.6 – Mesure de la masse volumique du mélange par pesée du pycnomètre rempli de fluide

Cette mesure a été effectuée à une température de $20^{\circ}C$ et on obtient une masse volumique de 1030 kg/m^3 , ce qui correspond d'après les données de la fiche produit [15] à une teneur en mono-propylène glycol de 36%, valeur cohérente avec la teneur de 40% demandée à l'installateur du circuit expérimental d'échangeur géothermique.

La teneur volumique en mono-propylène glycol étant connue, on peut alors déterminer la capacité calorifique et la masse volumique du fluide en fonction de la température. Les courbes des caractéristiques du mélange eau - mono-propylène glycol données par le fournisseur [14] montrent une évolution linéaire de la capacité calorifique et la masse volumique du fluide en fonction de la température. Ces deux caractéristiques du fluide pourront alors être calculées par les approximations linéaires suivantes (T étant exprimée en $^{\circ}C$) :

$$C_{pfl}[J/(kg \cdot K)] = 2.867 \cdot T + 3684 \quad (4.4)$$

$$\rho_{fl}[kg/m^3] = -0.533 \cdot T + 1039 \quad (4.5)$$

La température d'entrée du fluide dans l'échangeur étant de $40^{\circ}C$, on considère sa température moyenne dans l'échangeur égale à $35^{\circ}C$. Ces deux corrélations donnent alors une valeur de capacité calorifique de $3784 \text{ J/(kg} \cdot K)$ et de masse volumique de 1020 kg/m^3 .

4.3.3 Calcul de la résistance d'échange fluide - paroi extérieure de tuyau

La résistance d'échange fluide - paroi extérieure de tuyau est constituée de deux résistances en série, l'une caractérisant l'échange conductif dans le tuyau et l'autre l'échange convectif fluide - paroi dans le tuyau. On calcule donc indépendamment ces deux résistances et on les additionnera ensuite pour obtenir la résistance globale d'échange R_{glob} . Les résistances sont ici des résistances spécifiques par mètre de tuyau, elles s'expriment donc en $(m \cdot K)/W$.

4.3.3.1 Résistance de conduction dans le tuyau

Le tuyau de l'échangeur géothermique est en fait une couronne cylindrique, la résistance linéique de conduction s'exprime d'après le cours de Marchio [44] de la manière suivante :

$$R_{tu} = \frac{\ln(r_{tu,e}/r_{tu,i})}{2\pi\lambda_{PE}} \quad (4.6)$$

Les rayons intérieurs et extérieurs du tuyau sont fournis par le constructeur RYB [56] ($r_{tu,e} = 10 \text{ mm}$ et $r_{tu,i} = 8.1 \text{ mm}$). La conductivité thermique du tuyau est donnée dans l'avis technique du CSTB [17] et vaut $0.45 \text{ W}/(m \cdot K)$.

On obtient alors une valeur de résistance linéique de conduction dans le tuyau R_{tu} égale à $0.0745 \text{ (m} \cdot K)/W$.

4.3.3.2 Résistance thermique de convection fluide paroi

Caractérisation de l'écoulement et calcul du nombre de Nusselt

Afin de déterminer la nature de l'écoulement, on détermine le nombre de Reynolds de l'écoulement. Ce nombre de Reynolds est défini en fonction du débit volume de fluide \dot{V}_{fl} par la relation suivante :

$$Re = \frac{2\dot{V}_{fl}}{\pi r_{tu,i} \nu_{fl}} \quad (4.7)$$

La viscosité cinématique du fluide ν_{fl} est obtenue par lecture de la courbe de viscosité du fournisseur [14] pour une teneur en mono-propylène glycol de 36% et à une température de $35^\circ C$. La viscosité cinématique du fluide vaut dans ces conditions $3.04 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/s$, ce qui donne un nombre de Reynolds égal à 5530.

Ce nombre de Reynolds étant supérieur à 2500, l'écoulement du fluide est turbulent. Le fluide se refroidissant dans la conduite, le nombre de Nusselt est calculé par la formule de Colburn tel que recommandé par Marchio [44]. Cette formule s'écrit :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (4.8)$$

La conductivité thermique du fluide n'est pas donnée dans le dossier du fournisseur, sa valeur est obtenue dans la documentation du même mélange eau - mono-propylène glycol du fournisseur Neutragel [18]. Cette conductivité thermique de notre mélange vaut $0.50 \text{ W}/(m \cdot K)$, soit un nombre de Prandtl ($Pr = \frac{\rho_{fl}\nu_{fl}C_{pfl}}{\lambda_{fl}}$) égal à 23.54.

Le nombre de Nusselt calculé par la relation de Colburn vaut alors 64.4.

Obtention de la résistance de convection

Le nombre de Nusselt est défini par la relation suivante, D_H étant le diamètre hydraulique de la conduite ($D_H = 2r_{tu,i}$) :

$$Nu = \frac{h_{conv} D_H}{\lambda_{fl}} = \frac{D_H}{2\pi r_{tu,i} R_{conv} \lambda_{fl}} \quad (4.9)$$

La résistance linéique d'échange convectif R_{conv} s'écrit alors :

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi \lambda_{fl} Nu} \quad (4.10)$$

On obtient alors une résistance linéique d'échange convectif d'une valeur de $0.0099 (m \cdot K)/W$.

4.3.3.3 Résistance thermique globale

La résistance globale R_{glob} est la somme de la résistance d'échange convectif et de la résistance de conduction dans l'épaisseur du tuyau et vaut ainsi $0.0844 (m \cdot K)/W$.

4.4 Essai de validation du modèle d'échangeur horizontal

Tel que décrit dans le protocole expérimental, on souhaite injecter le fluide à $40^\circ C$ dans l'échangeur horizontal. La régulation de la plate-forme ne permet pas d'imposer un vrai échelon sur la température du fluide, des oscillations autour de la valeur de consigne vont donc apparaître lors des premières heures. Afin de bien prendre en compte ces oscillations dans le modèle, la température réelle d'entrée du fluide enregistrée toutes les minutes est donnée en entrée du modèle d'échangeur horizontal. Les valeurs des paramètres du modèle déterminées dans la précédente partie sont récapitulées en Table 4.3.

Paramètre du modèle		Valeur
<i>Propriétés du sol</i>		
Conductivité thermique	λ	$2.08 W/(m \cdot K)$
Diffusivité thermique	a	$1.05 \cdot 10^{-6} m^2/s$
Température sans perturbation	T_0	$8.6^\circ C$
<i>Disposition et caractéristiques du tuyau de l'échangeur</i>		
Profondeur d'enfouissement	d	$1 m$
Nombre de sections droites de tuyaux parallèles	$nbtu_{par}$	8
Longueur des sections droites de tuyau	$L_{tu,d}$	$11 m$
Ecartement des tuyaux parallèles entre eux	d_{t-t}	$0.5 m$
Longueur totale du tuyau	L_{tu}	$100 m$
Rayon extérieur	$r_{tu,e}$	$0.01 m$
<i>Propriétés du fluide</i>		
Capacité calorifique massique	Cp_{fl}	$3784 J/(kg \cdot K)$
Masse volumique	ρ_{fl}	$1020 kg/m^3$
Débit volume	\dot{V}_{fl}	$0.77 m^3/h$
<i>Echange fluide - paroi extérieure de tuyau</i>		
Résistance thermique	R_{glob}	$0.0844 (m \cdot K)/W$

TABLE 4.3 – Valeurs des paramètres du modèle d'échangeur horizontal pour l'essai de validation

Au cours de l'essai, le débit du fluide dans l'échangeur est enregistré et la courbe d'évolution du débit au cours de l'essai est présentée en Figure 4.7.

Après un temps de mise en régime de 20 minutes environ nécessaire à la régulation du débit par le correcteur proportionnel intégral de la pompe, le débit reste constant égal à $0.77 m^3/h$ au cours de l'essai comme spécifié en Table 4.3. On note cependant une très légère baisse du débit dans l'échangeur après 29 heures, cela correspond au basculement d'une pompe de circulation vers une autre, très légèrement moins puissante. En effet, toutes les pompes de circulation sont doublées et on bascule automatiquement de l'une vers l'autre chaque semaine afin de répartir leur utilisation.

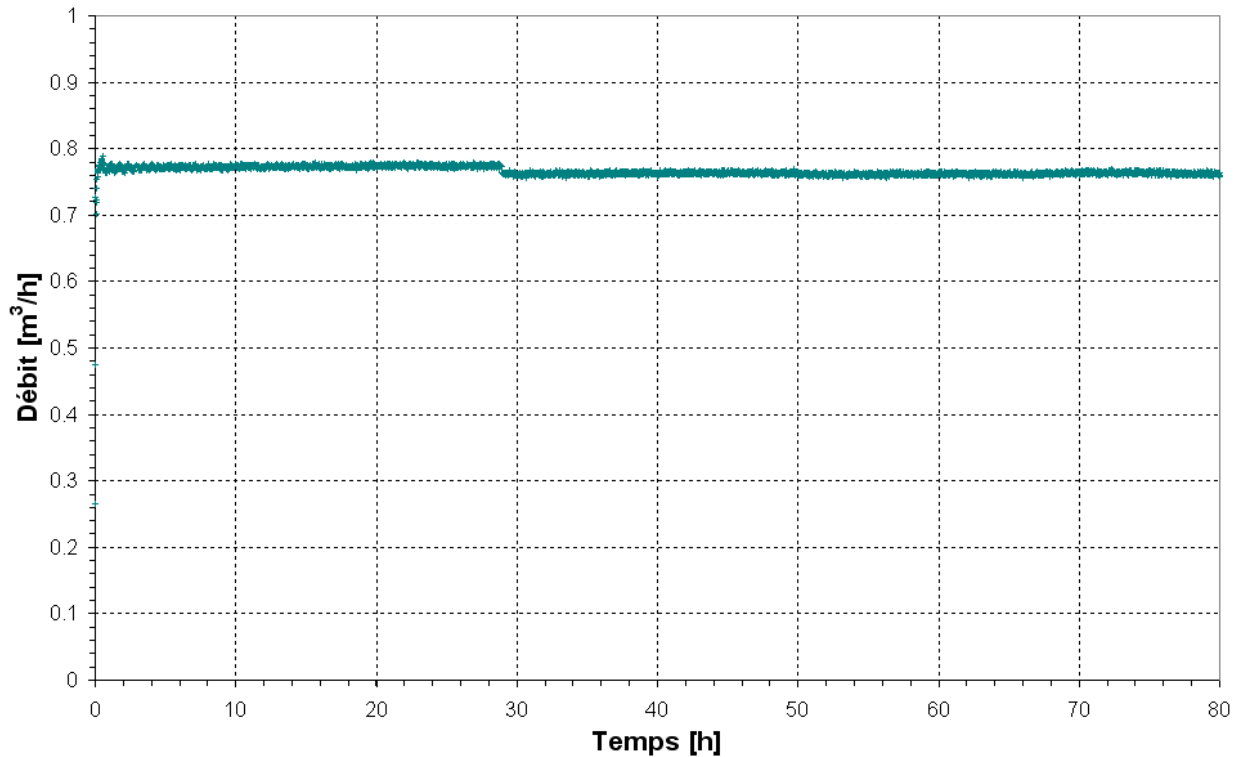


FIGURE 4.7 – Mesure du débit dans l'échangeur horizontal au cours de l'essai

Afin de valider les résultats du modèle d'échangeur horizontal obtenus avec les paramètres donnés en Table 4.3, on dispose de deux mesures indépendantes de températures données en sortie du modèle. La température du fluide en sortie d'échangeur est mesurée par une sonde Pt100 au cours de l'essai et la température dans le sol le long du tuyau de l'échangeur est mesurée par fibre optique.

La Figure 4.8 montre la température du fluide mesurée en entrée et sortie d'échangeur au cours de l'essai, ainsi que la température de sortie d'échangeur calculée par le modèle. L'écart entre la température calculée et mesurée en sortie d'échangeur est assez important en début d'essai et atteint jusqu'à 4°C . Cet écart se réduit ensuite sensiblement et reste inférieur à 1°C dès les 20 premières heures de l'essai écoulées. Cet écart relativement faible s'explique par l'incertitude sur les différentes valeurs des paramètres, certains d'entre eux comme la conductivité thermique du sol pouvant avoir un effet déterminant sur la température en sortie d'échangeur tel que montré par la Figure 2.16 du chapitre 2 comparant l'influence des différents paramètres sur les performances de l'échangeur géothermique.

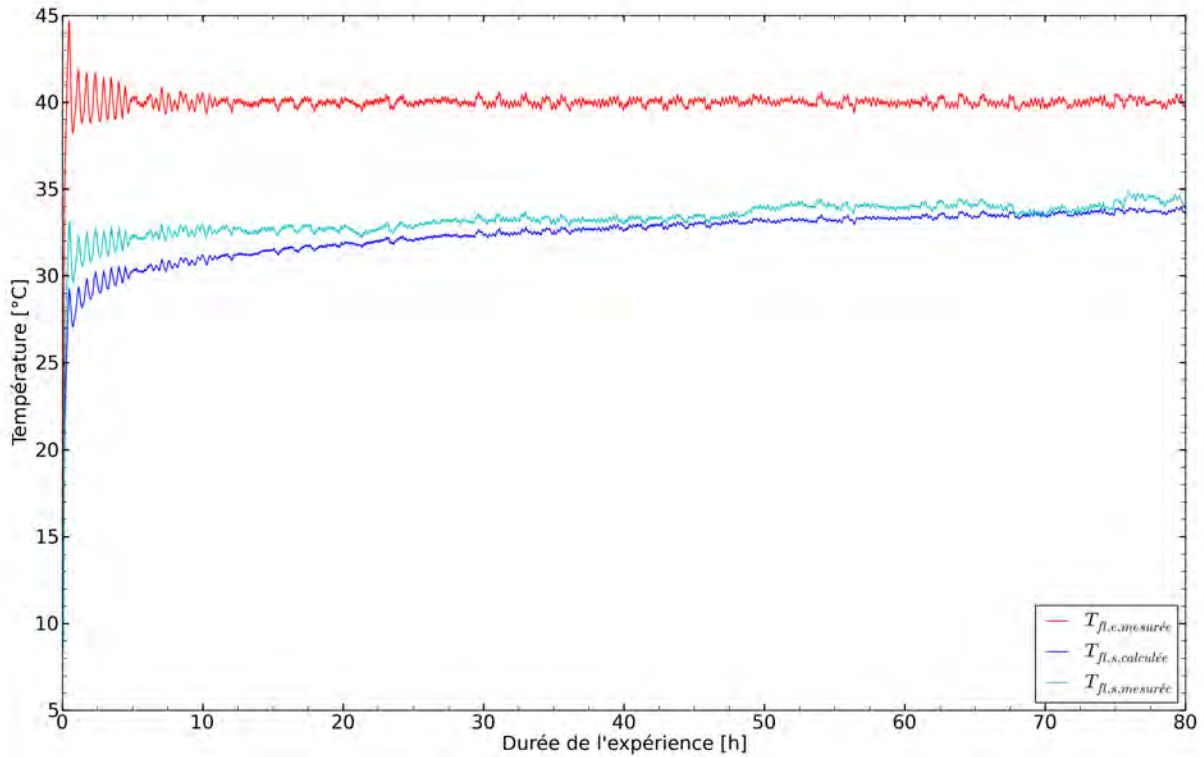


FIGURE 4.8 – Température de fluide mesurée en entrée et sortie d'échangeur lors de l'essai et température de sortie calculée par le modèle

Les Figures 4.10 et 4.9 montrent quant à elles l'évolution de la température du sol le long du tuyau (en fonction de l'abscisse curviligne du tuyau) à différents instants de l'essai : après 10 h, 30 h puis en fin d'essai (après 80 h). Cette température de paroi de tuyau est mesurée par une fibre optique positionnée le long de l'échangeur tel que décrit au chapitre 3. Cependant le câble optique a un diamètre de 9 mm et n'a pas été fidèlement collé au tuyau lors de son installation (fibre scotchée au tuyau tous les 2 mètres environ). On considère par conséquent que la mesure de température dans le sol est effectuée en moyenne à une distance de 0.5 à 1 cm du tuyau. Le modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2 est alors adapté afin de calculer la température à 0.5 et 1 cm de la paroi et non plus à l'interface tuyau-sol.

La courbe en traits interrompus représente sur ces deux figures les mesures de température par fibre optique. On remarque des discontinuités sur ces mesures à chaque passage d'une section droite de tuyau à une autre. Les points de mesure de ces portions de tuyau ont en fait été éliminés, le rayon de courbure de la fibre optique étant trop important lors des virages en demi-tour des tuyaux d'échangeur et ne permettant pas une mesure valide. On observe également une grande dispersion des températures mesurées en fonction de l'abscisse curviligne du tuyau. Ces dispersions dans les mesures s'expliquent par le positionnement imprécis du câble optique, sa distance au tuyau pouvant varier de 0.45 mm (câble collé au tuyau) à 40 mm environ. La photo de la Figure 4.11 illustre cet écart de distance variable entre le câble optique et le tuyau d'échangeur.

Cet écart de distance n'a pas d'effet sur la mesure lorsqu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec le sol, la température étant constante dans le sol environnant. Les oscillations sur les mesures de température apparaissent en revanche lorsque le gradient radial de température est important comme lors de cet essai où un fluide à 40 °C est injecté dans un sol initialement à 8.6 °C.

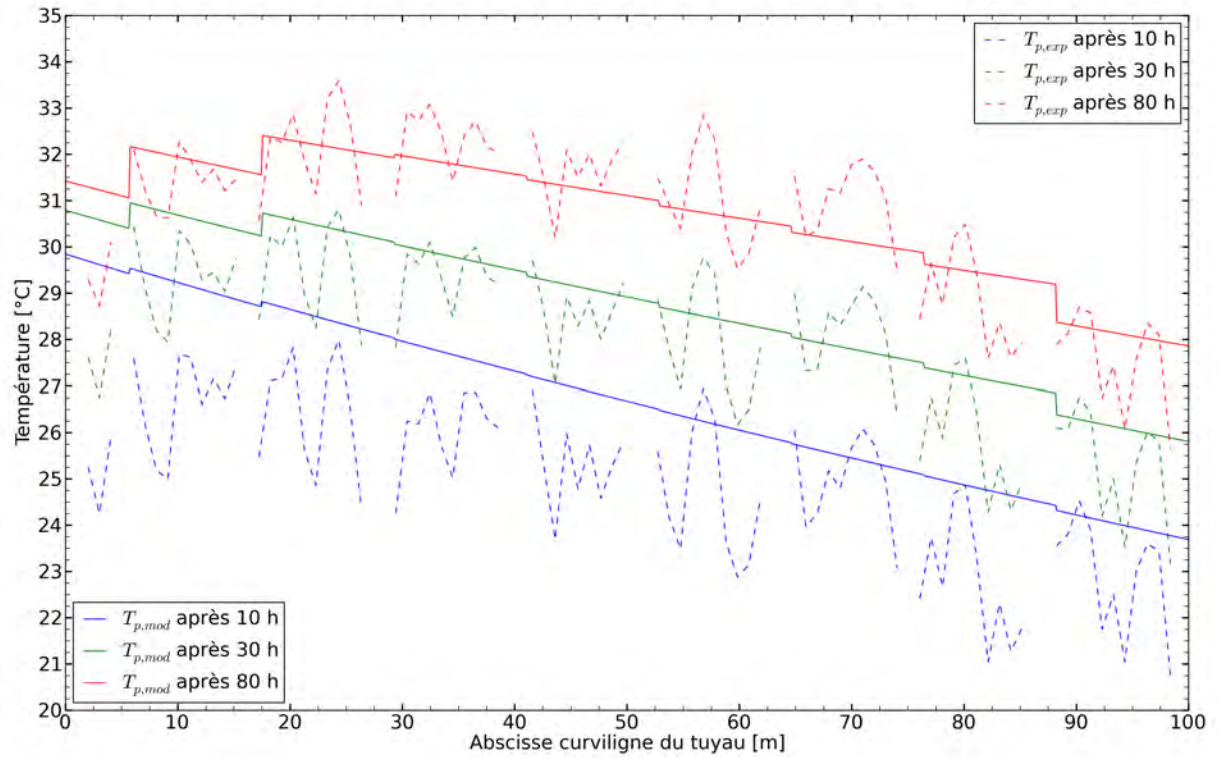


FIGURE 4.9 – Température mesurée et calculée par le modèle dans le sol le long du tuyau à 0.5 cm de sa paroi

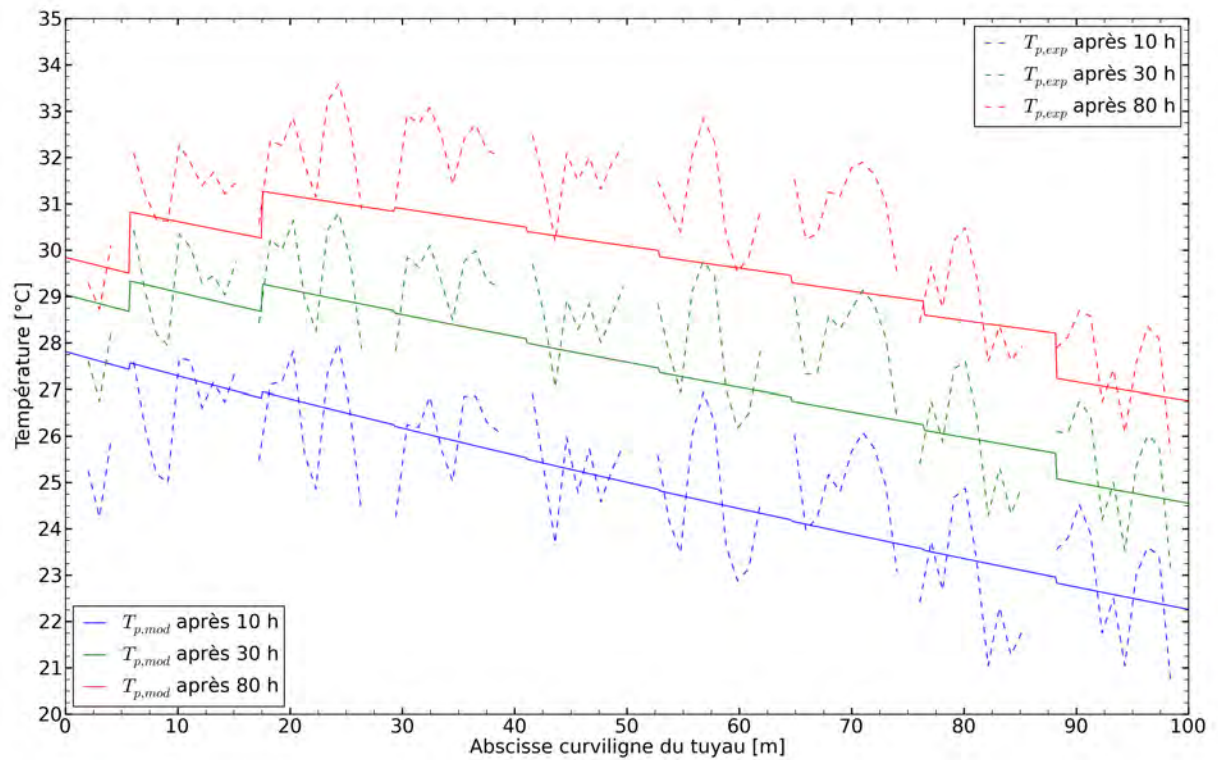


FIGURE 4.10 – Température mesurée et calculée par le modèle dans le sol le long du tuyau à 1 cm de sa paroi

Les courbes de température mesurée et calculée sont relativement proches malgré ces imprécisions de mesure et permettent de confirmer le bon comportement du modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2. On remarque cependant une extrême sensibilité des valeurs de température de paroi calculées par le modèle au choix de la distance à la paroi. Les résultats obtenus avec une distance à la paroi du tuyau de 0.5 cm confirment la tendance observée sur la courbe des températures de fluide de la Figure 4.8 où la température de sortie du fluide calculée est nettement inférieure à la température mesurée en début, puis en s'en approchant à moins de $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en fin d'essai. Les températures de paroi calculées par le modèle sont effectivement inférieures aux températures mesurées en début d'essai. Cet écart diminue ensuite aussi au cours de l'essai et les valeurs mesurées et calculées sont très proches après 80 h d'essai.

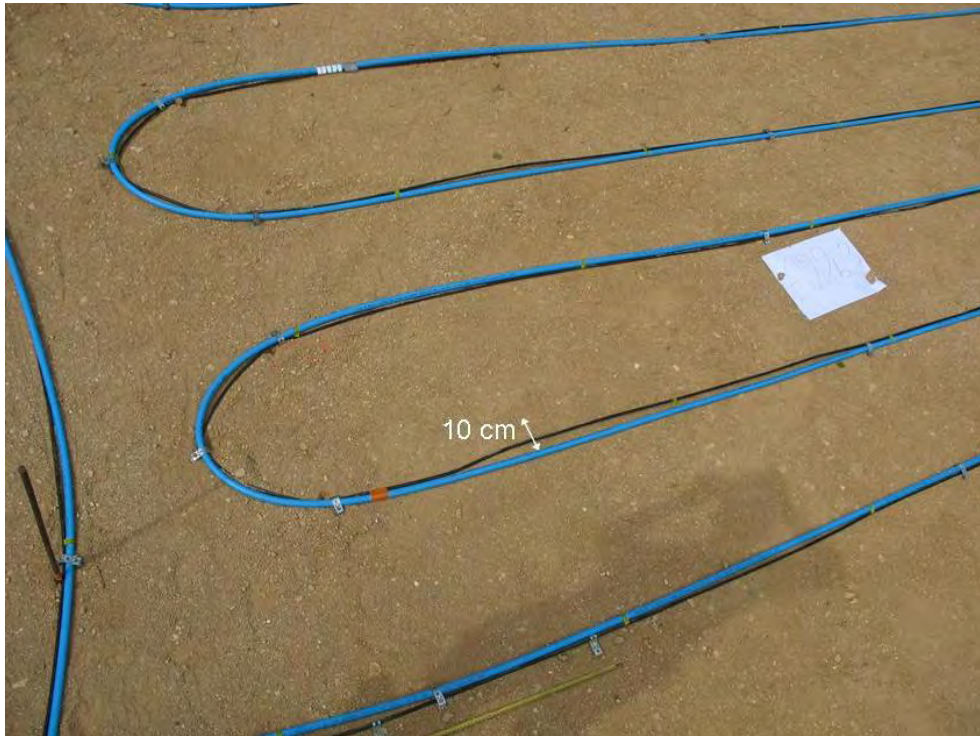


FIGURE 4.11 – Positionnement du câble optique de mesure de température le long du tuyau de l'échangeur horizontal

Conclusion

Le modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2 a été validé expérimentalement. Les résultats calculés par le modèle coïncident assez bien avec les mesures effectuées lors de l'expérience de validation. Les écart principaux apparaissent dans les premières heures pour ce qui concerne la température du fluide et dans les premiers mètres pour la mesure le long de l'échangeur. Les écarts sont imputables aux incertitudes de mesure (position de la fibre à $\approx 1\text{ cm}$ du tuyau) et aux conditions initiales du sol.

Ce modèle d'échangeur horizontal est donc valide et peut alors être couplé à un modèle de pompe à chaleur et permettre ainsi d'effectuer des calculs dynamiques de performance de pompes à chaleur géothermiques raccordées à des échangeurs horizontaux. Cette utilisation possible du modèle va être mise à l'épreuve dans le prochain chapitre proposant le calcul et la comparaison des performances annuelles de pompes à chaleur couplées à des échangeurs horizontaux ou verticaux.

Chapitre 5

Calcul des performances annuelles d'une pompe à chaleur géothermique couplée à une maison individuelle

Dans ce chapitre, une méthode de calcul permettant de déterminer les consommations énergétiques d'un système de chauffage par pompe à chaleur géothermique est proposée. Afin d'illustrer le fonctionnement de la méthode, celle-ci sera développée en l'appliquant au cas concret du chauffage d'une habitation résidentielle située dans un climat orléanais. Les règles usuelles de dimensionnement d'échangeurs géothermiques seront rappelées et ceux-ci seront dimensionnés suivant ces règles. Les modèles proposés dans cette thèse permettront alors de calculer et comparer les performances d'un système avec échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux. Enfin, ces calculs de performance permettront de vérifier le bien fondé des règles actuellement appliquées pour le dimensionnement des sondes géothermiques et des échangeurs horizontaux pour le cas test étudié.

Pour mener à bien ces objectifs, un bâtiment résidentiel type du parc français actuel est modélisé afin d'en déterminer les besoins de chauffage en fonction des données climatiques (fichier météo heure par heure). Ces besoins de chauffage seront ensuite utilisés comme entrée du système de pompe à chaleur géothermique. Le comportement de la pompe à chaleur géothermique sera alors simulé heure par heure, ce qui permettra d'évaluer avec précision l'évolution des performances au cours d'une saison de chauffage.

5.1 Description du système

Le système que l'on souhaite modéliser est présenté en Figure 5.1 pour l'exemple d'une pompe à chaleur géothermique avec échangeur vertical. Il est constitué de trois organes principaux : la sonde géothermique verticale, la pompe à chaleur et le système d'émission basse température à l'intérieur du bâtiment.

La simulation dynamique de ce système va s'effectuer en quatre étapes :

- En premier lieu, il faut déterminer les besoins de chauffage heure par heure de l'habitation (en W). Pour cela, une simulation dynamique est réalisée à l'aide du logiciel TRNSYS. On obtient ainsi un fichier contenant les 8760 valeurs de besoins de chauffage à chaque heure de l'année.
- Dans un second temps, la pompe à chaleur géothermique est choisie et un modèle simple est établi de manière à l'intégrer dans la simulation du système complet.
- La troisième étape consiste à dimensionner l'échangeur géothermique et à choisir le modèle de calcul des échanges thermiques avec le sol le plus approprié pour une simulation heure par heure du système complet. On fera référence pour ce choix aux résultats du chapitre 2.
- Enfin, la dernière étape consiste à définir un algorithme de calcul permettant de simuler le système complet "Echangeur géothermique - Pompe à chaleur - Bâtiment" et d'évaluer les performances du système au cours d'une année complète.

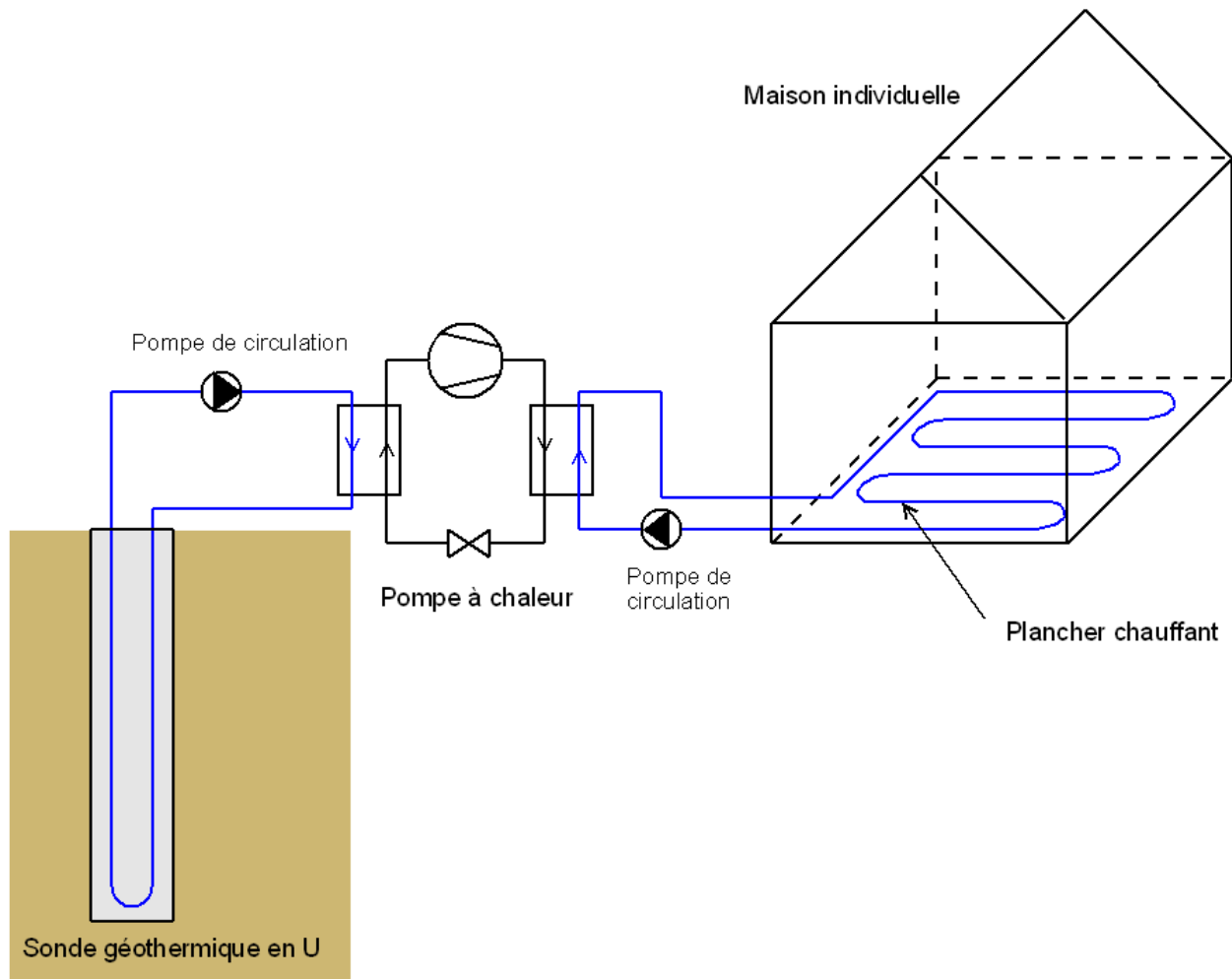


FIGURE 5.1 – Chauffage d’une maison individuelle par pompe à chaleur géothermique avec sonde verticale

5.2 Modèle de bâtiment et courbes de besoin associées

5.2.1 Présentation du bâtiment type

La maison individuelle type du parc français ici modélisée est une maison à un étage d’une surface de 136 m^2 . Le bâtiment est conforme à la réglementation thermique RT 2000. Le bâtiment est divisé en 5 zones thermiques au sein desquelles les charges thermiques sont homogènes : sanitaires et salle de bains, salon, cuisine, chambres, couloirs. Une description détaillée de la maison modélisée (géométrie, ouvertures, apports internes...) est donnée en Annexe C.

La maison est implantée à Orléans. La saison de chauffage commence le 1^{er} octobre et se termine le 31 mai. Toutes les zones de la maison sont chauffées en permanence à la température de consigne de 19°C pendant la période de chauffage.

5.2.2 Simulation dynamique à l’aide du logiciel TRNSYS

La simulation dynamique du bâtiment à l’aide du logiciel TRNSYS permet, à partir des données météorologiques d’une année orléanaise moyenne, de déterminer les besoins de chauffage heure par heure. Ces résultats sont présentés en Figure 5.2. Le besoin maximal de chauffage pour l’habitation est de 5371 W . L’intégration de ces besoins sur l’année nous donne pour notre bâtiment un besoin de chauffage annuel de 77.6 kWh/m^2 .

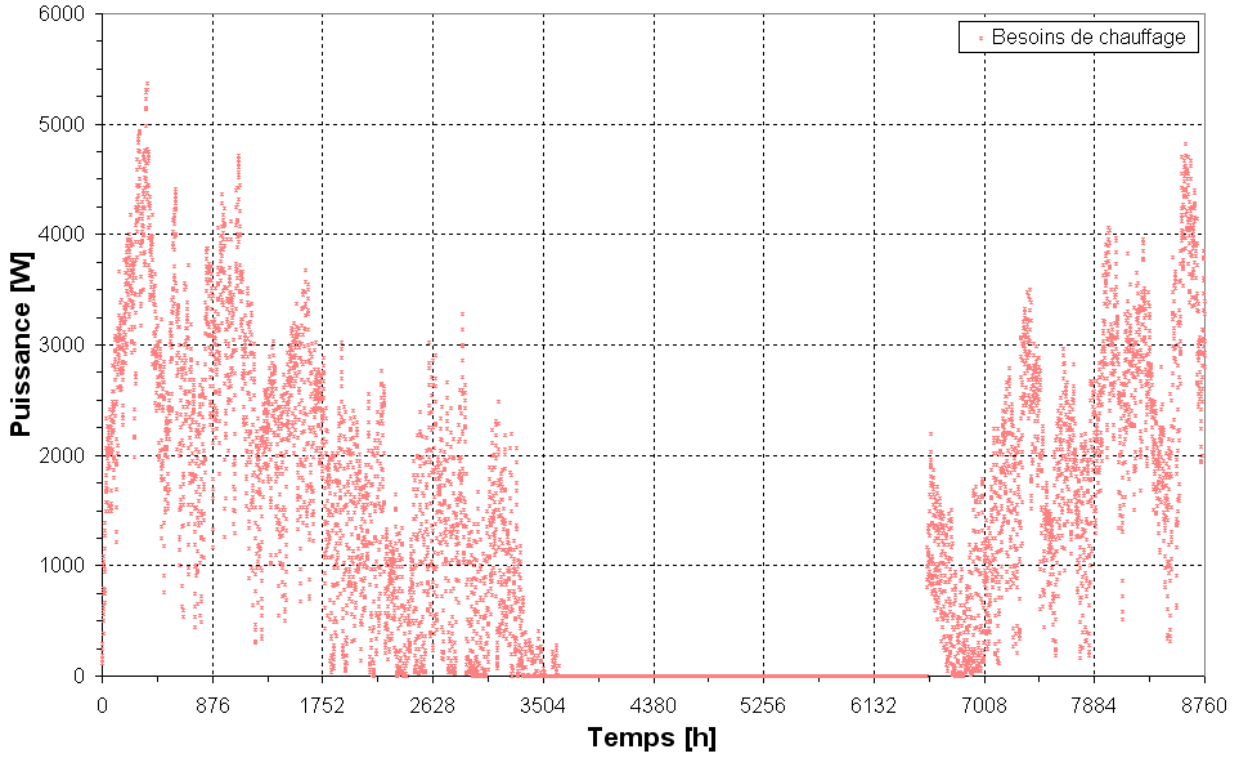


FIGURE 5.2 – Besoins de chauffage de la maison type située à Orléans heure par heure au cours d’une année complète

5.2.3 Comparaison des résultats de simulation avec ceux obtenus par la méthode des degrés-jours

Afin de vérifier le bon ordre de grandeur des résultats de simulation, on calcule les besoins de chauffage par la méthode simplifiée utilisant les degrés-jours (DJ) proposée par l’AICVF [4]. Cette méthode permet d’obtenir les besoins de chauffage Q_{ch} par la relation suivante :

$$Q_{ch} = 24DJ_{X_{annuels}}(D_T + D_V) \quad (5.1)$$

D_T et D_V représentent respectivement les pertes thermiques par transmission et par renouvellement d’air (ventilation). $DJ_{X_{annuels}}$ sont les degrés-jours annuels calculés par rapport à la température X qui est la température de non-chauffage du bâtiment. Il s’agit en fait de la somme sur les 365 jours de l’année de l’écart entre la température de non-chauffage et la température médiane journalière ($\frac{T_{min} + T_{max}}{2}$) lorsque cet écart est positif. Ces degrés-jours sont connus pour des années moyennes pour différentes villes françaises. A Orléans, les degrés-jours sont connus pour des températures de base de 16, 18, 19 et 22 °C.

D_T est obtenu à partir des caractéristiques thermiques des matériaux données en Annexe C.1, on obtient : $D_T = 182.5 \text{ W/K}$.

Les déperditions par renouvellement d’air sont obtenus par la relation :

$$D_V = \dot{V}_{air} \rho_{air} C_{p_{air}}$$

Le débit d’air total dans l’habitation est de $164 \text{ m}^3/\text{h}$ (cf Annexe C.4). Pour une température de 20 °C, on a $C_{p_{air}} = 1006 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ et $\rho_{air} = 1.20 \text{ kg/m}^3$ (d’après Jannot [36]). On obtient alors : $D_V = 54.99 \text{ W/K}$.

On suppose que la température de non-chauffage du bâtiment est de 16 °C, soit de 3 °C inférieure à la température de consigne du bâtiment. La cohérence de cette hypothèse sera vérifiée en calculant la température de non-chauffage obtenue par les simulations TRNSYS.

A Orléans, on a lors d'une année moyenne 1884 DJ_{16} annuels d'après le guide de l'AICVF [4]. On en déduit alors les besoins annuels de chauffage par application de la relation 5.1 : $Q_{ch} = 10738 \text{ kWh}$ soit 79.0 kWh/m^2 . Les besoins annuels de chauffage obtenus par les simulations TRNSYS (77.6 kWh/m^2) sont donc tout à fait cohérents avec cet ordre de grandeur donné par la méthode des degrés-jours.

Il reste cependant à comparer la température de non-chauffage prise comme hypothèse pour appliquer la méthode des degrés-jours à la température de non-chauffage issue des simulations TRNSYS. Pour calculer cette température, on moyenne les besoins de chauffage ainsi que les températures extérieures de manière hebdomadaire. Les points ainsi obtenus sont alors représentés sur un graphe (Besoins [W], Température [$^{\circ}\text{C}$]). Une régression linéaire sur ces valeurs permet d'exprimer les besoins sous forme de fonction affine de la température. La température de non-chauffage se situe alors à l'intersection de cette courbe affine avec l'axe des abscisses (besoins nuls). Cette représentation graphique est présentée en Figure 5.3.

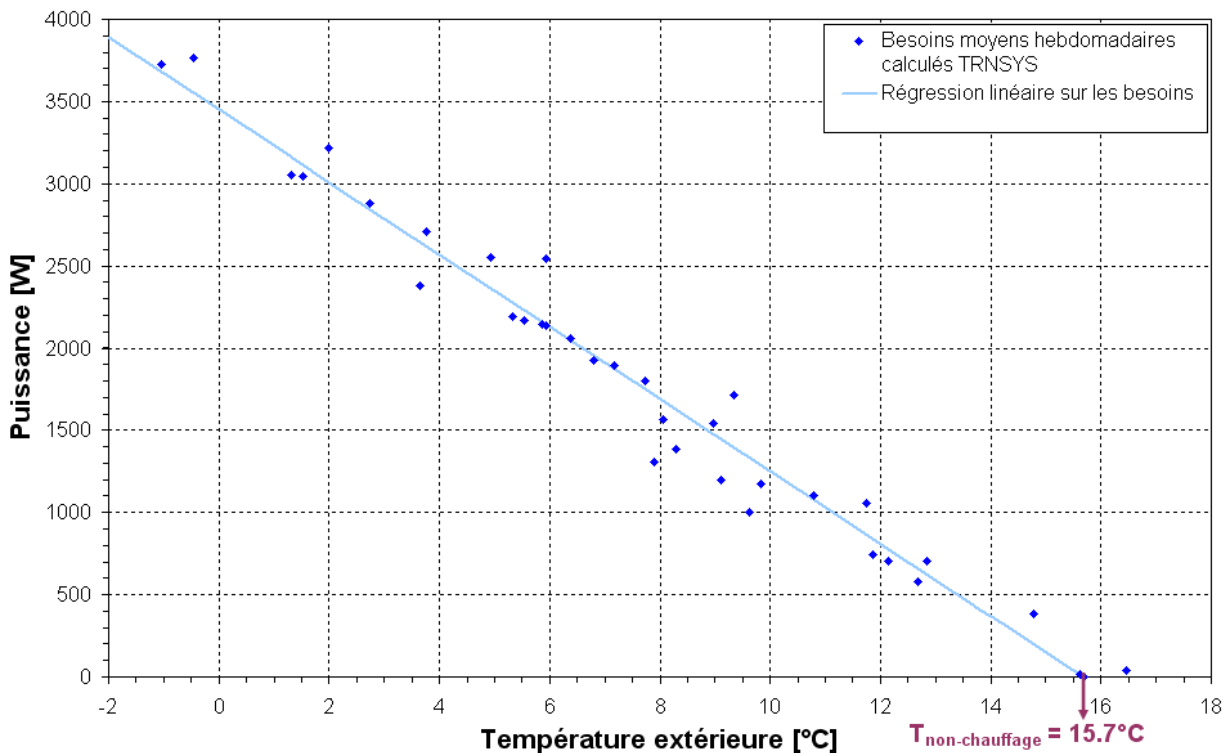


FIGURE 5.3 – Besoins de chauffage moyens hebdomadaires en fonction de la température extérieure

La température de non-chauffage ainsi lue sur la Figure 5.3 est de 15.7°C . Cela confirme donc l'hypothèse d'une température de non-chauffage de 16°C utilisée pour le calcul des besoins par la méthode des degrés-jours.

Les besoins de chauffage de l'habitation sont ainsi connus à chaque heure de l'année. Le calcul de ces besoins par simulation à l'aide du logiciel TRNSYS a été vérifié par un calcul simplifié à partir des degrés-jours. Ces 8760 valeurs de besoins vont ainsi permettre le calcul dynamique des performances de la pompe à chaleur à chaque heure de l'année.

5.3 Modélisation de la pompe à chaleur

La pompe à chaleur choisie pour notre étude est le modèle Aurea 2-30, proposé par la marque CIAT. Il s'agit du plus petit modèle de pompe à chaleur eau-eau proposé par ce constructeur. Cette pompe à chaleur est capable dans les conditions de fonctionnement les plus défavorables de fournir une puissance calorifique de 6.5 kW (cf Figure 5.4), elle sera donc capable de répondre aux besoins de chauffage de l'habitation, le besoin maximal de chauffage étant de 5371 W .

Les deux pompes de circulation de la pompe à chaleur (côté intérieur et extérieur) font partie de l'équipement standard. Elles imposent en fonctionnement nominal un débit $\dot{V}_{ech,i}$ de $1.35 \text{ m}^3/\text{h}$ sur l'échangeur intérieur (circuit d'émission) et $\dot{V}_{ech,e}$ de $1.58 \text{ m}^3/\text{h}$ sur l'échangeur extérieur (circuit d'échange dans le sous-sol).

Le tableau constructeur donnant les différents points de fonctionnement de la pompe à chaleur est présenté en Figure 5.4. Dans ce tableau, Pf, Pa et Pc sont respectivement les puissances frigorifique, absorbée compresseur et calorifique.

PUISSANCES FRIGORIFIQUES ET CALORIFIQUES

T° sortie eau froide en °C		T° Sortie eau chaude en °C																	
		30			35			40			45			50			55		
		Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW
Solution à 40% de Mono Propylène Glycol	-6	5.1	1.7	6.7	4.8	2.0	6.6	4.5	2.2	6.6	4.2	2.5	6.6	3.8	2.9	6.6	3.5	3.3	6.5
	-4	5.5	1.7	7.1	5.2	1.9	7.0	4.8	2.2	7.0	4.5	2.5	6.9	4.2	2.9	6.9	3.8	3.3	6.9
	-2	5.9	1.7	7.5	5.6	1.9	7.4	5.2	2.2	7.4	4.9	2.5	7.3	4.5	2.9	7.2	4.1	3.3	7.2
	0	6.4	1.7	8.0	6.0	1.9	7.9	5.6	2.2	7.8	5.3	2.5	7.7	4.9	2.9	7.6	4.5	3.3	7.5
	2	6.8	1.7	8.5	6.5	1.9	8.3	6.1	2.2	8.2	5.7	2.5	8.1	5.3	2.9	8.0	4.8	3.3	7.9
30H Eau de ville	5	8.0	1.6	9.6	7.5	1.9	9.4	7.0	2.2	9.1	6.5	2.5	9.0	6.1	2.9	8.8	5.6	3.2	8.6
	6	8.1	1.7	9.8	7.7	1.9	9.6	7.2	2.2	9.4	6.8	2.5	9.2	6.3	2.9	9.0	5.8	3.2	8.8
	7	8.4	1.7	10.1	8.0	1.9	9.8	7.5	2.2	9.6	7.0	2.5	9.4	6.5	2.9	9.2	6.0	3.2	9.1
	8	8.8	1.6	10.4	8.3	1.9	10.2	7.9	2.1	9.9	7.3	2.5	9.7	6.7	2.8	9.5	6.2	3.2	9.3
	10	9.3	1.7	11.0	8.8	1.9	10.7	8.3	2.2	10.4	7.8	2.5	10.2	7.2	2.8	9.9	6.7	3.2	9.7
	12	10.0	1.7	11.6	9.4	1.9	11.3	8.9	2.2	11.0	8.3	2.5	10.7	7.7	2.8	10.4	7.1	3.2	10.2
	15	11.0	1.7	12.6	10.4	1.9	12.3	9.8	2.2	11.9	9.2	2.5	11.6	8.6	2.8	11.3	7.9	3.2	11.0
	18	12.1	1.7	13.7	11.5	1.9	13.3	10.8	2.2	12.9	10.1	2.5	12.5	9.4	2.8	12.1	8.7	3.2	11.7
	20	12.8	1.7	14.4	12.1	1.9	14.0	11.4	2.2	13.5	10.7	2.5	13.1	10.0	2.8	12.7	9.2	3.1	12.2

FIGURE 5.4 – Points de fonctionnement de la pompe à chaleur Auréa 2-30 (données CIAT)

Ces points de fonctionnement permettent d'établir un modèle simulant le fonctionnement de la pompe à chaleur. On en proposera même plusieurs suivant le niveau de précision souhaité pour la modélisation.

5.3.1 Modèle simplifié de la pompe à chaleur par corrélation

Dans les installations actuelles de chauffage par plancher chauffant, une régulation est effectuée par une loi d'eau qui impose une température d'eau en sortie de condenseur fonction de la température extérieure. La température de sortie condenseur donnée par la loi d'eau est généralement de l'ordre de 35°C . Afin de modéliser la pompe à chaleur de manière simple, on considère dans un premier temps cette température constante. Un modèle plus élaboré sera par la suite détaillé prenant en compte cette loi d'eau, on pourra alors juger de son impact sur les performances du système.

La température d'eau en sortie de condenseur est donc fixée à 35°C pour toute cette partie.

Le débit de fluide dans l'échangeur extérieur étant connu ($\dot{V}_{fl} = 1.58 \text{ m}^3/\text{h}$), on peut facilement déduire la température d'entrée évaporateur à partir de la relation $P_f = \dot{V}_{fl} \rho_{fl} C_{p_{fl}} \Delta T$. Pour ces calculs, on prend des valeurs typiques de capacité calorifique à 10°C , soit $3700 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ pour le mélange eau - mono-propylène glycol à 40% (d'après la documentation technique de "Produits Chimiques du Mont-Blanc" [14]) et $4200 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ pour l'eau (d'après les tables de propriétés physiques de l'eau du cours de Jannot [36]). La masse volumique est prise égale à $1030 \text{ kg}/\text{m}^3$ pour le mélange et à $1002 \text{ kg}/\text{m}^3$ pour l'eau d'après les mêmes sources.

On trace alors l'évolution de la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur en fonction de la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur extérieur (cf Figure 5.5).

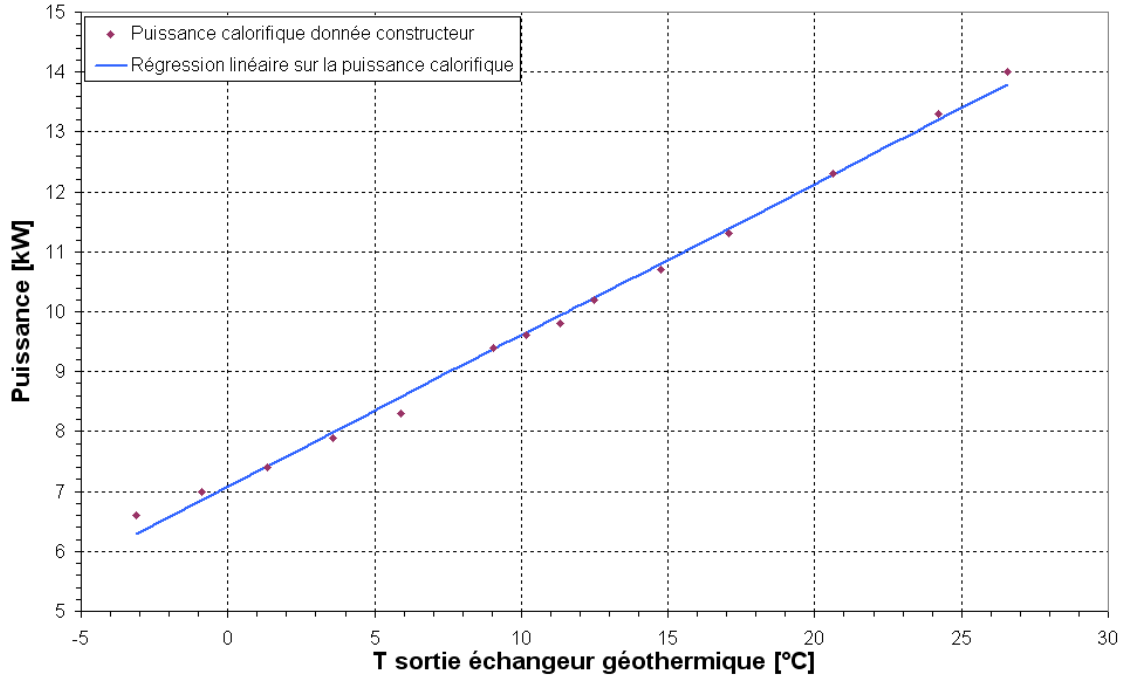


FIGURE 5.5 – Puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur en fonction de la température de sortie d'échangeur géothermique (température d'entrée évaporateur) à température de départ eau chaude constante à 35°C

La puissance calorifique de la pompe à chaleur évolue sensiblement de manière affine par rapport à la température d'entrée évaporateur (cf Figure 5.5), une régression linéaire sur les différents points de fonctionnement permet d'exprimer la puissance calorifique (en kW) en fonction de la température de sortie de sonde géothermique (égale à la température d'entrée évaporateur) :

$$P_c = 0.252 \cdot T_{fl,ss} + 7.08 \quad (5.2)$$

A partir des données constructeur, on peut également tracer le coefficient de performance de la pompe à chaleur en fonction de la température d'entrée de l'eau dans l'échangeur extérieur. Cette représentation est fournie en Figure 5.6.

Une simple régression linéaire permet, de la même manière que pour la puissance calorifique, de définir la loi d'évolution du coefficient de performance suivante :

$$COP = 0.135 \cdot T_{fl,ss} + 3.69 \quad (5.3)$$

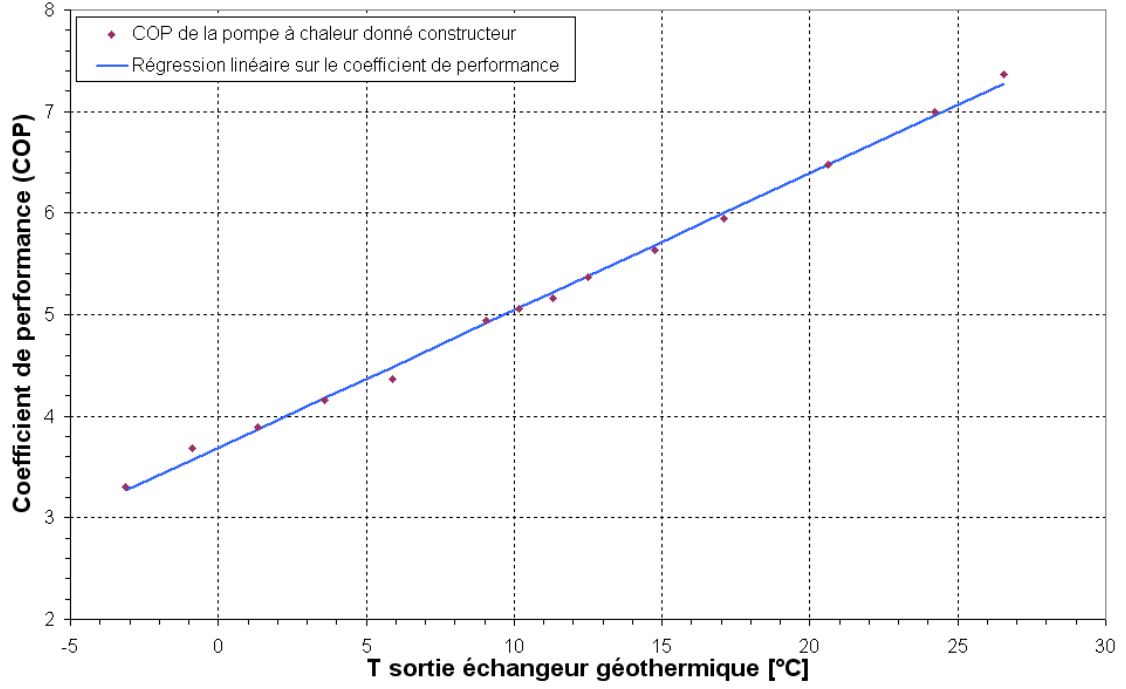


FIGURE 5.6 – Coefficient de performance de la pompe à chaleur en fonction de la température de sortie de la sonde géothermique

L'objectif final étant d'effectuer une simulation heure par heure du système "Echangeur géothermique - Pompe à chaleur - Bâtiment", on souhaite obtenir à l'aide du modèle de pompe à chaleur la puissance moyenne à prélever au sol à chaque heure de fonctionnement (les besoins de chauffage étant connus (cf Figure 5.2) et la température d'entrée évaporateur étant fournie par le modèle d'échangeur géothermique).

Une fois la température d'entrée évaporateur connue, les relations (5.2) et (5.3) permettent de déterminer la puissance calorifique (P_c) et le coefficient de performance de la pompe à chaleur (COP).

On peut alors déterminer le taux de charge τ_{PAC} de la pompe à chaleur à chaque heure de l'année considérée ainsi que la puissance frigorifique de la pompe à chaleur (P_f) pendant son fonctionnement :

$$\tau_{PAC}(T_{fl,ss}, q_{ch}) = \frac{q_{ch}}{P_c(T_{fl,ss})} \quad (5.4)$$

$$P_f(T_{fl,ss}) = \frac{COP(T_{fl,ss}) - 1}{COP(T_{fl,ss})} P_c(T_{fl,ss}) \quad (5.5)$$

On déduit de ces deux résultats la puissance moyenne à prélever au sol par l'intermédiaire de la sonde géothermique au cours de l'heure de fonctionnement considérée :

$$q_{sol}(T_{fl,ss}, q_{ch}) = \tau_{PAC}(T_{fl,ss}, q_{ch}) P_f(T_{fl,ss}) \quad (5.6)$$

La puissance moyenne à prélever au sol heure par heure s'obtient donc simplement à partir des besoins de chauffage heure par heure et de la température de sortie de la sonde géothermique ($q_{sol} = f(q_{ch}, T_{fl,ss})$) :

$$q_{sol}(T_{fl,ss}, q_{ch}) = \frac{COP(T_{fl,ss}) - 1}{COP(T_{fl,ss})} q_{ch} \quad (5.7)$$

5.3.2 Modèle physique de pompe à chaleur

Afin de prendre en compte l'impact d'une loi d'eau, qui va adapter la température de chauffage à la température extérieure, on recherche à modéliser le comportement de la pompe à chaleur en prenant en compte la température de l'eau à l'entrée du circuit de chauffage du bâtiment.

Morisot et al. [45] proposent un modèle de pompe à chaleur basé sur le coefficient de performance théorique maximal donné par le facteur de Carnot. Celui-ci permet de calculer l'évolution des performances de la pompe à chaleur en fonction de la température d'entrée évaporateur (sortie d'échangeur) et de sortie condenseur (entrée du circuit de chauffage). On choisit donc d'utiliser ce modèle pour simuler le comportement de la pompe à chaleur choisie.

D'après ce modèle, le rapport entre puissance absorbée compresseur P_a et puissance calorifique s'exprime par la relation polynômiale suivante (les températures étant exprimées en Kelvin) :

$$\frac{P_a}{P_c} = \left(\frac{P_a}{P_c} \right)_{nom} \cdot (1 + C_1 \Delta T + C_2 \Delta T^2) \quad (5.8)$$

avec : $\Delta T = \frac{T_{fl,ss}}{T_{fl,s\ cond}} - \left(\frac{T_{fl,ss}}{T_{fl,s\ cond}} \right)_{nom}$

C_1 et C_2 étant des constantes à déterminer

Le coefficient de performance théorique maximal d'une pompe à chaleur obtenu par application du second principe de la thermodynamique s'écrit avec les notations du problème :

$$COP_{Carnot} = \frac{P_c}{P_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_{fl,ss}}{T_{fl,s\ cond}}} \quad (5.9)$$

Le modèle défini par l'équation 5.8 consiste à "ajuster" l'expression du coefficient de performance (connu uniquement sur quelques points d'essais) afin qu'il évolue suivant la même allure que le coefficient de performance théorique sur toute la plage de températures tout en tenant compte des dégradations dues au fonctionnement réel de la pompe à chaleur.

Les conditions de performance nominale sont définies dans la norme EN 14511 [3] et correspondent en mode chauffage par plancher chauffant à une température d'entrée évaporateur $T_{fl,ss,nom}$ de $10^\circ C$ et une température de sortie condenseur de $T_{fl,s\ cond,nom}$ de $35^\circ C$. Sous ces conditions de température, on obtient alors une puissance absorbée compresseur $P_{a,nom}$ de $1.9\ kW$ et une puissance échangée au condenseur $P_{c,nom}$ de $9.6\ kW$.

Les deux coefficients C_1 et C_2 sont déterminés en minimisant la somme des carrés des écarts entre les valeurs calculées et les points d'essais constructeur correspondants (cf Figure 5.4). On obtient ainsi : $C_1 = -9.705$ et $C_2 = 64.21$. On peut alors tracer les courbes d'évolution du coefficient de performance données par le modèle pour différentes températures en sortie de condenseur et visualiser l'écart avec les points d'essais. Ces tracés sont présentés en Figure 5.7.

On remarque sur ce graphe que le modèle s'approche très bien des points d'essais pour des températures de fluide basses en sortie de condenseur (25 et $30^\circ C$). Cela correspond au domaine de fonctionnement de la pompe à chaleur pour un circuit d'émission par plancher chauffant. Les résultats du modèles sont donc tout à fait satisfaisants pour notre application.

Morisot et al. proposent également une loi permettant de déterminer la puissance calorifique de la pompe à chaleur en fonction des températures d'entrée évaporateur (température de sortie de sonde géothermique) et la température de sortie condenseur. La puissance calorifique est alors obtenue par l'équation suivante :

$$P_c = (P_c)_{nom} (1 + D_1(T_{fl,ss} - T_{fl,ss,nom}) + D_2(T_{fl,s\ cond} - T_{fl,s\ cond,nom})) \quad (5.10)$$

D_1 et D_2 : constantes à déterminer

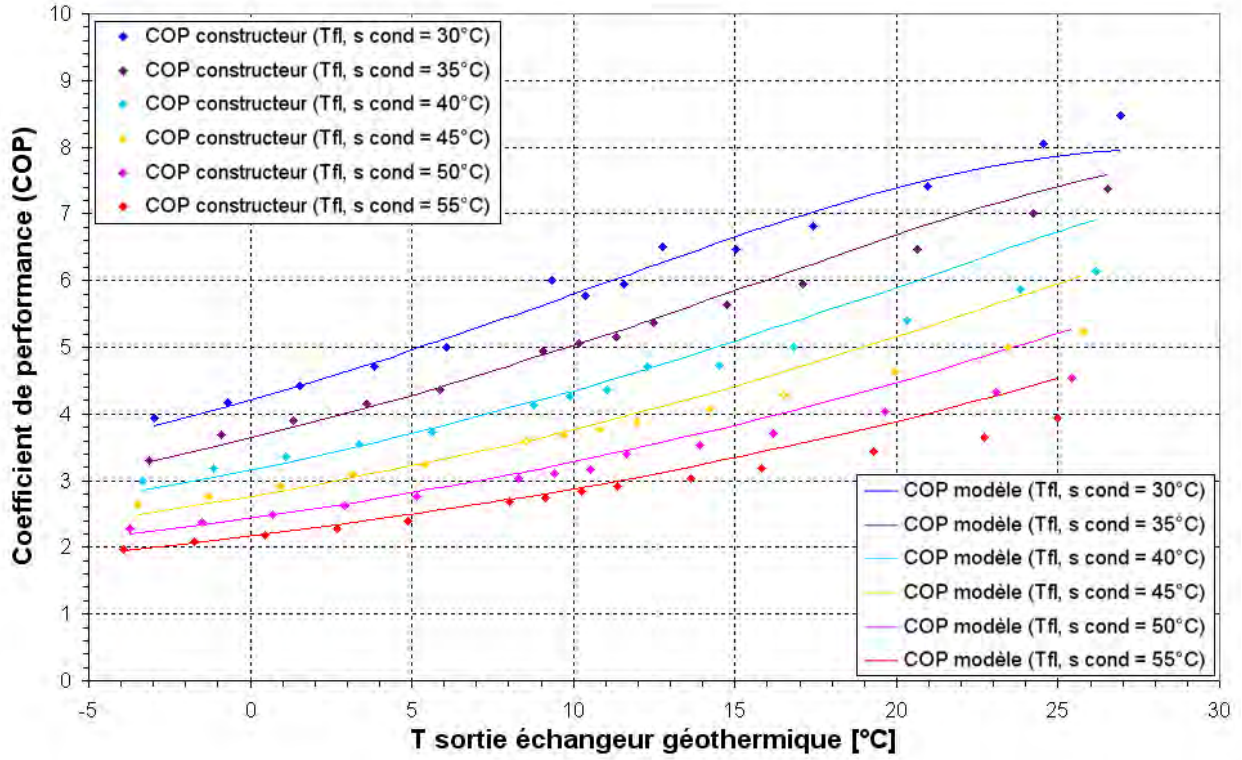


FIGURE 5.7 – Coefficient de performance de la pompe à chaleur calculé par le modèle pour différentes températures de sortie condenseur et points de COP réels

Les coefficients D_1 et D_2 sont obtenus de la même manière que les coefficients C_1 et C_2 en minimisant la somme des carrés des écarts entre valeurs calculées et points de fonctionnement constructeur (cf Figure 5.4). Ce qui donne les valeurs suivantes : $D_1 = 0.02419$ et $D_2 = -0.002534$. Les droites obtenues avec ces coefficients, ainsi que les points de fonctionnement constructeur correspondants sont présentés en Figure 5.8.

Les points d'essais sont parfois assez éloignés des droites données par le modèle. L'écart relatif reste cependant toujours inférieur à 10%.

On dispose alors d'un modèle capable de fournir la valeur du coefficient de performance et de la puissance calorifique délivrable par la pompe à chaleur en fonction des deux températures $T_{fl,ss}$ et $T_{fl,s cond}$. Cela permet d'intégrer une loi d'eau pour la régulation du circuit d'émission de chauffage, la température de sortie condenseur étant une variable du modèle contrairement au modèle de pompe à chaleur simplifié où celle-ci était fixée constante à $35^\circ C$.

De la même manière que pour le modèle simplifié, on obtient alors le taux de charge de la pompe à chaleur et la puissance moyenne à prélever au sol heure par heure par les relations suivantes :

$$\tau_{PAC}(T_{fl,ss}, T_{fl,s cond}, q_{ch}) = \frac{q_{ch}}{P_c(T_{fl,ss}, T_{fl,s cond})} \quad (5.11)$$

$$q_{sol}(T_{fl,ss}, T_{fl,s cond}, q_{ch}) = \frac{COP(T_{fl,ss}, T_{fl,s cond}) - 1}{COP(T_{fl,ss}, T_{fl,s cond})} q_{ch} \quad (5.12)$$

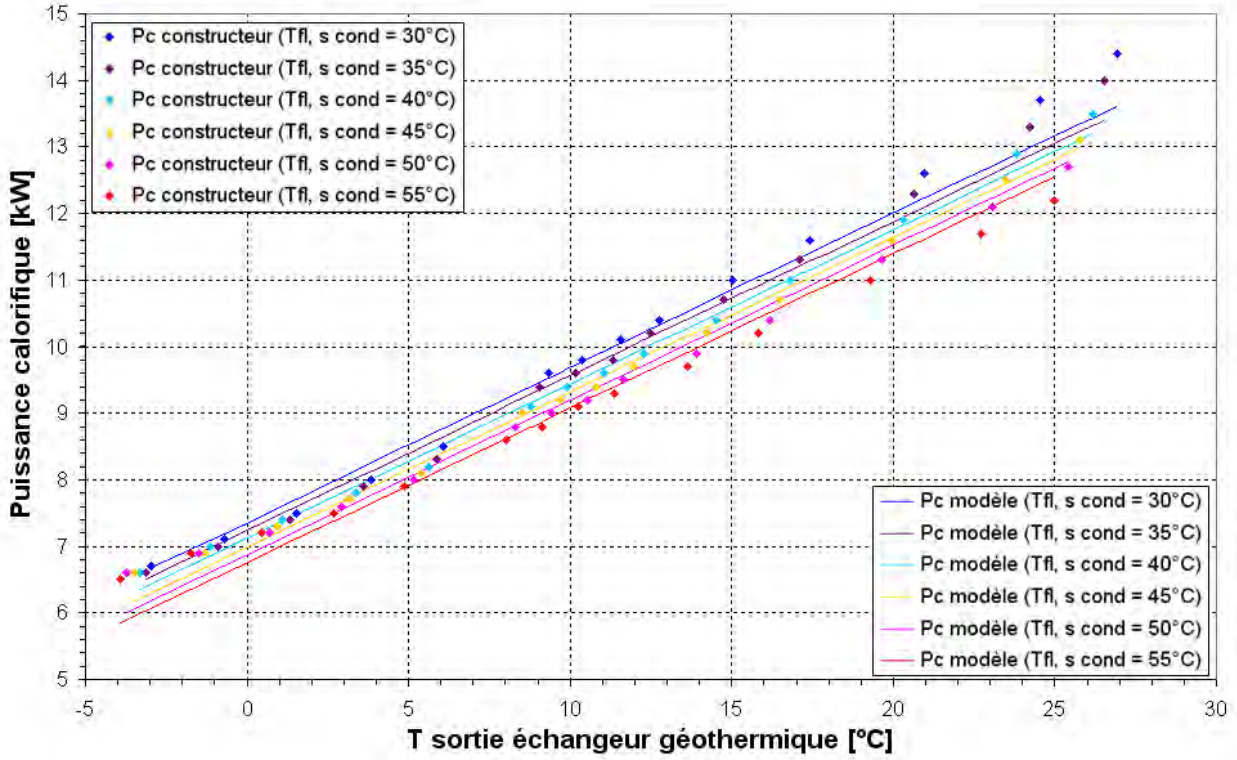


FIGURE 5.8 – Puissance calorifique de la pompe à chaleur calculée par le modèle pour différentes températures de sortie condenseur et points de P_c réels

5.3.3 Mise en oeuvre d'une loi d'eau sur la température d'entrée du plancher chauffant

Afin de mieux maîtriser la régulation du chauffage, une loi d'eau est généralement mise en oeuvre afin de régler la température d'eau en entrée de plancher chauffant en fonction de la température extérieure. Flach [25, page 165] propose dans sa thèse la loi d'eau suivante pour un chauffage par plancher chauffant basse température :

$$T_{fl,s\ cond} = -0.24 \cdot T_{ext} + 28.3 \quad (5.13)$$

Les températures étant exprimées en $^{\circ}C$ dans l'équation 5.13.

Cette loi d'eau est représentée graphiquement en Figure 5.9. Une telle loi permet de limiter l'écart de température entre l'entrée évaporateur et la sortie condenseur de la pompe à chaleur, cela implique ainsi une amélioration du coefficient de performance, celui-ci dépendant directement de l'écart de température entre source froide et source chaude.

La puissance moyenne à prélever au sol et le taux de charge heure par heure sont alors calculés directement à partir des températures $T_{fl,ss}$, T_{ext} et des besoins de chauffage q_{ch} :

$$\tau_{PAC}(T_{fl,ss}, T_{ext}, q_{ch}) = \frac{q_{ch}}{P_c(T_{fl,ss}, T_{ext})} \quad (5.14)$$

$$q_{sol}(T_{fl,ss}, T_{ext}, q_{ch}) = \frac{COP(T_{fl,ss}, T_{ext}) - 1}{COP(T_{fl,ss}, T_{ext})} q_{ch} \quad (5.15)$$

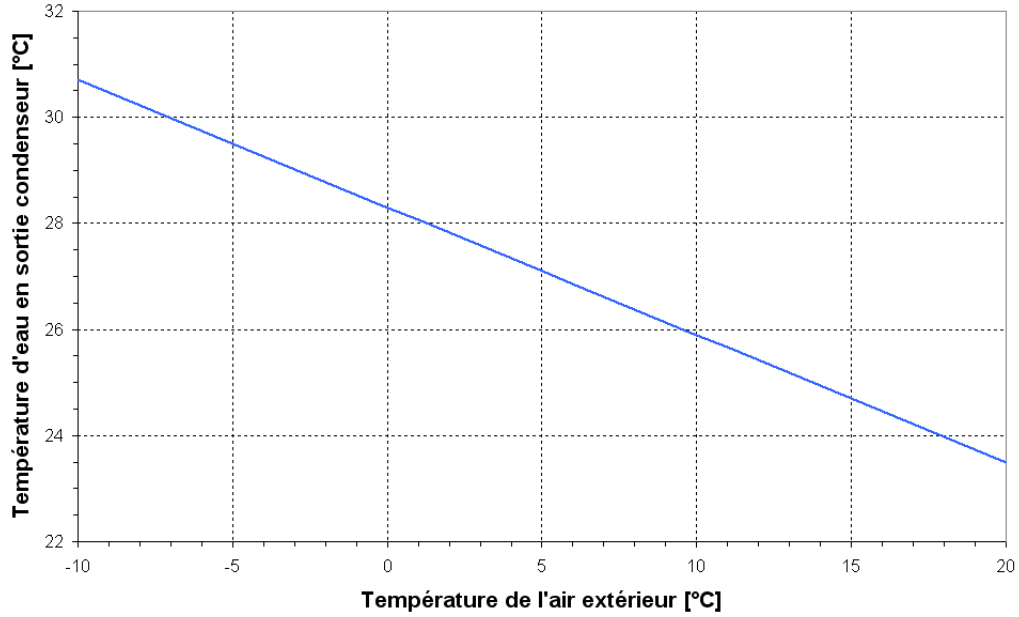


FIGURE 5.9 – Loi d'eau sur la température de sortie condenseur en fonction de la température de l'air extérieur

5.3.4 Modélisation de la charge partielle

La pompe à chaleur ici modélisée est une pompe à chaleur avec un seul compresseur fonctionnant à vitesse fixe. A charge partielle les performances du système sont dégradées à cause du cyclage et des puissances consommées pendant le maintien en veille. Plusieurs modèles de charge partielle ont été développés dans la littérature pour tenir compte de ces phénomènes [45, 29, 11]. On choisit pour simuler les effets de la charge partielle de la pompe à chaleur choisie de mettre en oeuvre le modèle simple proposé par Henderson et al. [29] et caractérisant la dégradation du COP par la loi suivante dépendant du taux de charge de la pompe à chaleur :

$$\frac{COP}{COP_{pc}} = 1 - C_d(1 - \tau_{PAC}) \quad (5.16)$$

C_d est un coefficient de dégradation, pris par défaut égal à 0.25

5.4 Dimensionnement des échangeurs géothermiques

Dans cette étude, deux types d'échangeurs géothermiques (capteurs horizontaux et sondes verticales) vont être testés comme source froide de la pompe à chaleur. Plusieurs règles sont données dans la littérature pour le dimensionnement de ces échangeurs. Les règles les plus couramment utilisées en Europe pour le dimensionnement sont celles énoncées par la directive allemande VDI4640 [64]. Des exemples d'utilisation de cette méthode de dimensionnement sont proposés par Reuss et Sanner[55]. En Amérique du Nord, une règle un peu plus élaborée est généralement utilisée pour le dimensionnement des sondes verticales. Cette règle proposée par le manuel de l'ASHRAE (Société Américaine des Ingénieurs en chauffage, climatisation et conditionnement d'air) [6]. Cette règle-ci est basée sur une équation de dimensionnement. Cette équation, reformulée par Bernier [9] assure un dimensionnement adéquat pour une durée minimum de 10 ans. Afin de rendre le dimensionnement par cette méthode plus aisée, certains termes de l'équation étant relativement complexes à calculer, une feuille de calcul Excel a été proposée par Philippe et al. [48]. Cette feuille de calcul basée sur des corrélations calcule la longueur de la sonde, une fois les caractéristiques du sol et du forage renseignées ainsi que les puissances thermiques imposées à la sonde par la pompe à chaleur.

Avant de dimensionner les échangeurs géothermiques, on rappelle que la puissance thermique maximale nécessaire au chauffage du bâtiment est de 5371 W et l'énergie annuelle de chauffage de 10561 kWh , soit l'équivalent de 1966 heures à puissance maximale. Afin de dimensionner les échangeurs géothermiques, on détermine la puissance frigorifique maximale à prélever par l'équation suivante :

$$q_{fr} = \frac{COP - 1}{COP} q_{ch} \quad (5.17)$$

On considère que le coefficient de performance de la pompe à chaleur vaut 3.5 lorsque la puissance maximale de chauffage est demandée, comme proposé par Reuss et Sanner [55] pour des pompes à chaleur de puissance inférieure à 30 kW . On obtient alors une puissance frigorifique maximale sollicitée de 3836 W . C'est donc cette valeur de puissance De 3836 W qui sera utilisée pour le dimensionnement des échangeurs géothermiques.

Par ailleurs, on suppose pour cette étude que les échangeurs géothermiques sont mis en place dans un sol avec des propriétés thermiques moyennes, soit une conductivité thermique de $2.4 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ et une diffusivité thermique de $0.9 \text{ mm}^2/\text{s}$.

5.4.1 Calcul de la profondeur de la sonde verticale

Les ratios de dimensionnement d'une sonde verticale par la directive allemande VDI 4640 sont synthétisés en Table 5.1.

Conductivité thermique du sous-sol	Taux d'extraction spécifique	
	$\approx 1800 \text{ h éq. à } q_{ch}$	$\approx 2400 \text{ h éq. à } q_{ch}$
$\lambda \leq 1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$25 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$20 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
$1.5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \leq \lambda \leq 3.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$65 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$50 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
$\lambda \geq 3.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$84 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	$70 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$

TABLE 5.1 – Ratios de puissances spécifiques extraits de la VDI 4640 [64] pour sondes verticales (valables pour des puissances inférieures à 30 kW)

Le sol choisi pour cette étude a une conductivité thermique de $2.4 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ et le système de chauffage fonctionne pendant 1966 heures équivalentes à pleine charge, soit une valeur nettement supérieure au critère de 1800 heures donné en Table 5.1 pour les faibles niveaux de sollicitation de la sonde. On choisit donc de dimensionner l'échangeur géothermique suivant le critère correspondant à 2400 heures équivalentes à pleine charge donné dans le tableau des ratios de dimensionnement, soit une sollicitation maximale de la sonde géothermique à hauteur de 50 W/m . La puissance de dimensionnement de la sonde géothermique étant égale à 3836 W , la sonde verticale aura une profondeur de 77 m .

La sonde verticale étant dimensionnée, des calculs de performance annuelle de la pompe à chaleur géothermique seront effectués en Partie 5.5. Auparavant, voyons comment dimensionner un échangeur horizontal pour le même bâtiment.

5.4.2 Dimensionnement de l'échangeur horizontal

Afin de modéliser correctement leur fonctionnement, on choisit des échangeurs horizontaux installés de la même manière que ceux modélisés au chapitre 2. Pour le cas des échangeurs horizontaux, la directive VDI 4640 permet uniquement de calculer la surface de l'échangeur horizontal. Les recommandations de la Société Suisses des Ingénieurs et des Architectes [60] attribue également un espace entre les différentes sections de tuyaux de l'échangeur horizontal. Pour un sol avec des propriétés thermiques moyennes soumis à une exposition solaire moyenne (correspondant assez bien au climat Orléanais où a été positionné le bâtiment modélisé) des ratios de 20 W/m^2 de terrain et de 10 W/m de tuyau sont proposés.

Pour la puissance de dimensionnement de l'échangeur de 3836 W , ces ratios fixent la longueur de l'échangeur à 384 m de tuyau avec un espacement de 0.5 m entre sections parallèles de tuyau. On choisit de répartir l'échangeur en 4 circuits parallèles de 96 m de tuyau chacun et supposés indépendants les uns des autres. La géométrie d'un de ces circuits ainsi définie est présentée en Figure 5.10.

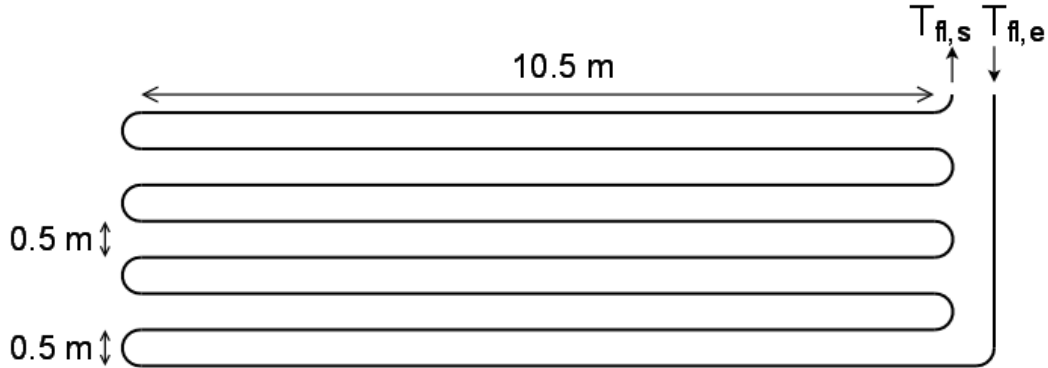


FIGURE 5.10 – Géométrie d'un des 4 secteurs d'échangeurs horizontaux connectés en parallèle à l'échangeur de la source froide de la pompe à chaleur

Le débit imposé par la pompe de circulation de la pompe à chaleur à l'échangeur extérieur étant de $1.58 \text{ m}^3/\text{h}$, un débit de $0.375 \text{ m}^3/\text{h}$ circule dans chaque boucle de l'échangeur horizontal.

5.5 Calcul des performances annuelles de la pompe à chaleur géothermique avec échangeur vertical

La bâtiment choisi pour notre étude a été modélisé et les besoins de chauffage qui lui sont associés sont calculés à chaque heure de l'année pour un climat orléanais. La pompe à chaleur est choisie et plusieurs modèles sont définis permettant de modéliser son fonctionnement. On propose alors maintenant de calculer les performances de la pompe à chaleur couplée à une sonde verticale. On rappelle que la sonde verticale est dimensionnée à une profondeur de 77 m .

Avant d'effectuer ces calculs de performance, la sonde géothermique doit être modélisée. On s'appuie pour cela sur les travaux préliminaires effectués au chapitre 2.

5.5.1 Modèle de sonde géothermique verticale retenu pour la simulation

La puissance moyenne à prélever au sol heure par heure étant fournie par le modèle de pompe à chaleur, le modèle de sonde géothermique doit être capable de fournir après chaque heure de fonctionnement au cours de l'année, la température de l'eau en sortie de puits géothermique (correspondant à l'entrée évaporateur de la pompe à chaleur).

La sonde géothermique étudiée est présentée en Figure 5.11. Elle est constituée d'un tube en U en PEHD (polyéthylène haute densité) disposé dans un puits de rayon r_b rempli d'un coulis de bentonite de conductivité thermique élevée.

L'intérieur du forage équipé d'un tube en U est rempli de coulis de bentonite à faible capacité thermique comparé au sol environnant. Kavanaugh et Rafferty [38] considèrent pour ces raisons l'échange thermique à l'intérieur du forage géothermique en régime permanent. Cette hypothèse permet de simplifier le calcul de l'échange thermique en séparant la modélisation du problème en deux parties :

- L'échange thermique au sein même du puits entre la paroi du puits à la température T_b et le fluide à la température T_{fl} , supposé s'effectuer en régime permanent.
- L'échange thermique au voisinage du puits entre la paroi du puits et le sol avoisinant, quant à lui bien considéré comme transitoire.

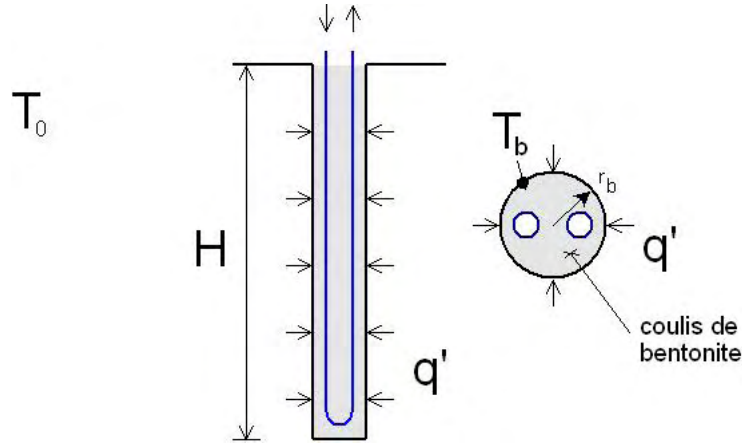


FIGURE 5.11 – Sonde géothermique modélisée

5.5.1.1 Modélisation de l'échange thermique dans le sous-sol environnant

On suppose que le sous-sol est un milieu radialement infini, sans perturbation thermique autre que celle créée par le puits géothermique lui-même. La puissance prélevée au sol par la sonde est supposée constante le long de la profondeur et répartie de manière équilibrée sur la paroi du puits de rayon r_b .

Des modèles analytiques de sondes géothermiques adaptés à ces hypothèses de calcul ont été présentés, étudiés et comparés entre eux en Partie 2.1. Les résultats donnés en 2.1 ont montré que pour des durées courtes (ici horaires), le modèle de source cylindrique est le plus approprié. Ce modèle permet d'obtenir la température en paroi de forage T_b connaissant le nombre de Fourier Fo ($Fo = \frac{at}{r_b^2}$), la conductivité thermique du sol λ , la puissance à prélever par mètre de sonde q' ($q' = \frac{q}{H}$) et la température du sol non perturbé T_0 :

$$T_b = T_0 - \frac{q'}{\lambda} G(Fo) \quad (5.18)$$

$$\text{avec } G(Fo) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 Fo} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(\beta)] \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (5.19)$$

La fonction G définie par l'équation 5.19 est une fonction relativement complexe à calculer. Bernier [8] propose une corrélation permettant le calcul rapide cette fonction :

$$G(Fo) = 10^{[-0.89129 + 0.36081 \log_{10}(Fo) - 0.05508 \log_{10}^2(Fo) + 3.59617 \cdot 10^{-3} \log_{10}^3(Fo)]} \quad (5.20)$$

On obtient alors facilement la température de paroi de forage T_b , la puissance q' à prélever au sol par mètre de sonde et les caractéristiques thermiques du sol étant connues.

5.5.1.2 Modèle de l'échange fluide - paroi du puits géothermique

Ce modèle permet, une fois la température de paroi de forage obtenue par le modèle transitoire d'échange thermique au voisinage de la sonde, de déterminer la température du fluide en sortie de puits après chaque heure de fonctionnement.

Calcul de la résistance thermique linéique d'échange global entre le fluide et la paroi du forage

L'échange global entre le fluide et la paroi du forage est représenté en Figure 5.12 par un réseau de 5 résistances thermiques.

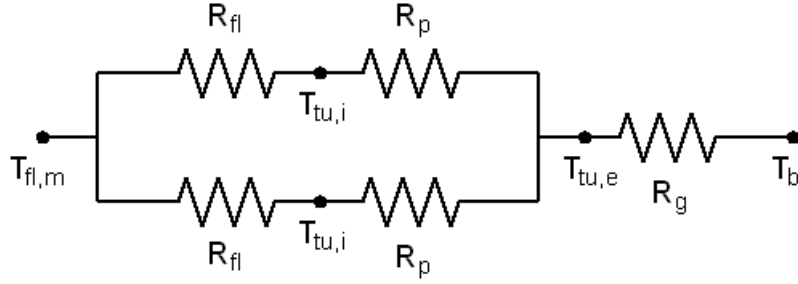


FIGURE 5.12 – Réseau résistif modélisant l'échange thermique au sein du puits géothermique

Ces résistances linéiques sont définies de la manière suivante :

- R_{fl} représente l'échange convectif entre le fluide et la paroi intérieure du tube en U (l'une pour le côté descente du fluide et l'autre pour la remontée)
- R_p caractérise l'échange conductif entre paroi intérieure et extérieure du tube en U (descente du fluide et remontée)
- R_g est la résistance de conduction entre la paroi extérieure du tube en U et la paroi du forage géothermique

Ce réseau résistif correspond au modèle de Remund présenté en Partie 1.1.2.1 auquel a été ajouté la résistance de convection R_{fl} caractérisant l'échange convectif "fluide-paroi".

Le réseau résistif décrit en Figure 5.12 répartit le flux thermique échangé vers le sol équitablement entre les deux tubes (descente et remontée du fluide) en considérant le fluide au sein de chaque tube à la température moyenne de celles des deux tubes. La température moyenne du fluide $T_{fl,m}$ est alors la moyenne arithmétique entre la température du fluide montant et la température du fluide descendant. Dans le cas d'un forage avec tube en U, on considère généralement que cette température est constante sur toute la profondeur du forage. On a alors : $T_{fl,m} = \frac{T_{fl,es} + T_{fl,ss}}{2}$

D'après ce réseau résistif, la résistance linéique globale R_{glob} se calcule par la relation suivante :

$$R_{glob} = \frac{R_{fl} + R_p}{2} + R_g \quad (5.21)$$

La résistance linéique R_{fl} est une résistance d'échange fluide - paroi dans une conduite cylindrique et se calcule de manière classique par corrélation après avoir déterminé la nature de l'écoulement. La résistance R_p est une simple résistance linéique de conduction dans une couronne. La résistance R_g traduisant l'échange conductif dans le coulis de bentonite est plus complexe à calculer. De nombreuses formules de calcul de R_g sont cependant détaillées dans la littérature et les plus courantes d'entre elles ont été présentées en Partie 1.1.2.

Le détail de calcul de cette résistance thermique linéique d'échange global R_{glob} n'étant pas l'objet de cette étude, on prend ici $R_{glob} = 0.1 (m \cdot K)/W$, ce qui est une valeur classique de résistance linéique globale pour un puits rempli d'un coulis de bentonite à haute conductivité thermique.

Calcul de la température du fluide en sortie de puits

Afin de déterminer la température du fluide en entrée et en sortie de puits on écrit le système d'équations suivant caractérisant l'échange fluide - paroi :

$$\begin{cases} T_{fl,m} = \frac{T_{fl,es} + T_{fl,ss}}{2} \\ q' = \frac{T_b - T_{fl,m}}{R_{glob}} \\ q' H = \rho_{fl} \dot{V}_{fl} C_{pfl} (T_{fl,ss} - T_{fl,es}) \end{cases} \quad (5.22)$$

La résolution de ce système donne les expressions suivantes de $T_{fl,ss}$ et $T_{fl,es}$:

$$T_{fl,es} = T_b - q' \left(R_{glob} - \frac{H}{2\rho_{fl}\dot{V}_{fl}Cp_{fl}} \right) \quad (5.23)$$

$$T_{fl,ss} = T_b - q' \left(R_{glob} + \frac{H}{2\rho_{fl}\dot{V}_{fl}Cp_{fl}} \right) \quad (5.24)$$

On peut alors à l'aide de cette expression déterminer la température de l'eau en sortie de sonde géothermique après chaque heure de fonctionnement de la pompe à chaleur.

5.5.2 Simulation dynamique du fonctionnement de la pompe à chaleur géothermique

Le modèle analytique de sonde géothermique présenté (Equation 5.18) ne fonctionne que lorsqu'une puissance thermique constante est prélevée au sol. Or la puissance prélevée au sol varie à chaque heure de fonctionnement. Pour tenir compte des variations de puissance prélevée au sol à chaque heure de fonctionnement, la méthode de superposition temporelle de sollicitations de type "échelon" déjà mise en oeuvre lors de la construction du modèle d'échangeur horizontal au chapitre 2 va être utilisée. On pourra alors définir un algorithme permettant de modéliser le fonctionnement de la pompe à chaleur heure par heure et de visualiser en particulier l'évolution de la température de l'eau en sortie de puits géothermique, critère directement lié à la performance de la pompe à chaleur.

5.5.2.1 Mise en oeuvre du principe de superposition temporelle

Pour modéliser l'influence des variations temporelles de flux thermique prélevé au sol sur le champ de températures souterrain Ingersoll et Plass [33] proposent de superposer temporellement les niveaux de flux thermiques successivement prélevés au sol.

La Figure 5.13 présente la méthode pour le calcul de la température du sol après un temps $n\Delta t$ lorsque les flux thermiques successifs sont prélevés sur des intervalles de temps réguliers (pas de temps horaire par exemple).

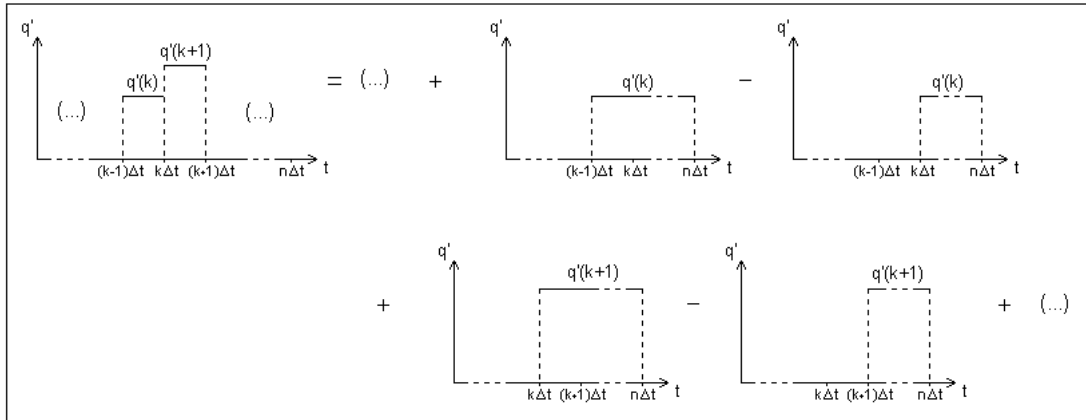


FIGURE 5.13 – Superposition temporelle sur n intervalles de temps

En utilisant le modèle de source cylindrique infinie (Equation 5.18), on obtient l'écart de température entre la paroi du forage et le sol non perturbé au bout du temps $n\Delta t$:

$$T_0 - T_b(n\Delta t) = \frac{1}{\lambda} \left[q'(1)G\left(\frac{an\Delta t}{r_b^2}\right) + \sum_{k=1}^{n-1} (q'(k+1) - q'(k))G\left(\frac{a(n-k)\Delta t}{r_b^2}\right) \right] \quad (5.25)$$

Dans le cadre de notre étude, les besoins de chauffage du bâtiment étant connus heure par heure, on prend $\Delta t = 1\text{ h}$ et on peut alors obtenir la température du sol en paroi de forage T_b à chaque heure de fonctionnement de l'année et ainsi la température du fluide en entrée et sortie de la sonde géothermique par les équations 5.23 et 5.24.

5.5.2.2 Algorithme de simulation de la pompe à chaleur

L'algorithme de simulation proposé permet de calculer l'évolution des performances de la pompe à chaleur au cours d'une année complète. Pour mieux visualiser l'effet de recharge naturelle du sol après les sollicitations de l'hiver, il est décidé de débiter les simulations au 1^{er} octobre, 1^{er} jour de la saison de chauffage. Le profil des besoins de chauffages du bâtiment calculé par les simulations TRNSYS (cf Partie 5.2.2) est donc initialisé au 1^{er} octobre.

Au début des simulations le sol est supposé non perturbé (pas de chargement thermique antérieur). Cette température du sol non perturbé T_0 est considérée égale à la température extérieure moyenne annuelle ($10.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ à Orléans) à laquelle on ajoute le gradient naturel de température dans le sol calculé à la mi-profondeur de forage (soit à 29.5 m). En considérant un gradient géothermique de $3\text{ }^{\circ}\text{C}/(100\text{ m})$, on obtient une température de sol non perturbé de $11.8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

L'algorithme de simulation heure par heure de la pompe à chaleur est présenté en Figure 5.14. Cet algorithme permet d'obtenir la température du fluide en sortie de puits géothermique ainsi que l'évolution du coefficient de performance de la pompe à chaleur au cours de l'année, celui-ci étant directement relié à la température de sortie de la sonde géothermique par l'équation 5.3.

En intégrant la consommation électrique du compresseur sur l'année complète, on obtient sa consommation annuelle en (kWh). Dans le cas présent, avec une sonde verticale de 77 m , cette consommation est de 2503 kWh . Les besoins de chauffage annuels de l'habitation type modélisée étant de 10561 kWh (cf Partie 5.2.2), le coefficient de performance annuel de la pompe à chaleur est de 4.22.

Du 1^{er} juin au 31 septembre (5833 à 8760^e heure) la pompe à chaleur ne fonctionne pas. La circulation d'eau est également arrêtée. Le sol se régénère alors naturellement durant cette période, ce que traduit la croissance de la température du fluide en sortie de sonde. Il s'agit évidemment d'un écoulement fictif.

En résumé, un algorithme capable de prédire les performances annuelles d'une pompe à chaleur géothermique a été développé à partir des modèles présentés dans cette thèse. On peut en particulier obtenir l'évolution de la température du fluide en sortie de sonde géothermique ainsi que le coefficient de performance annuel de la pompe à chaleur.

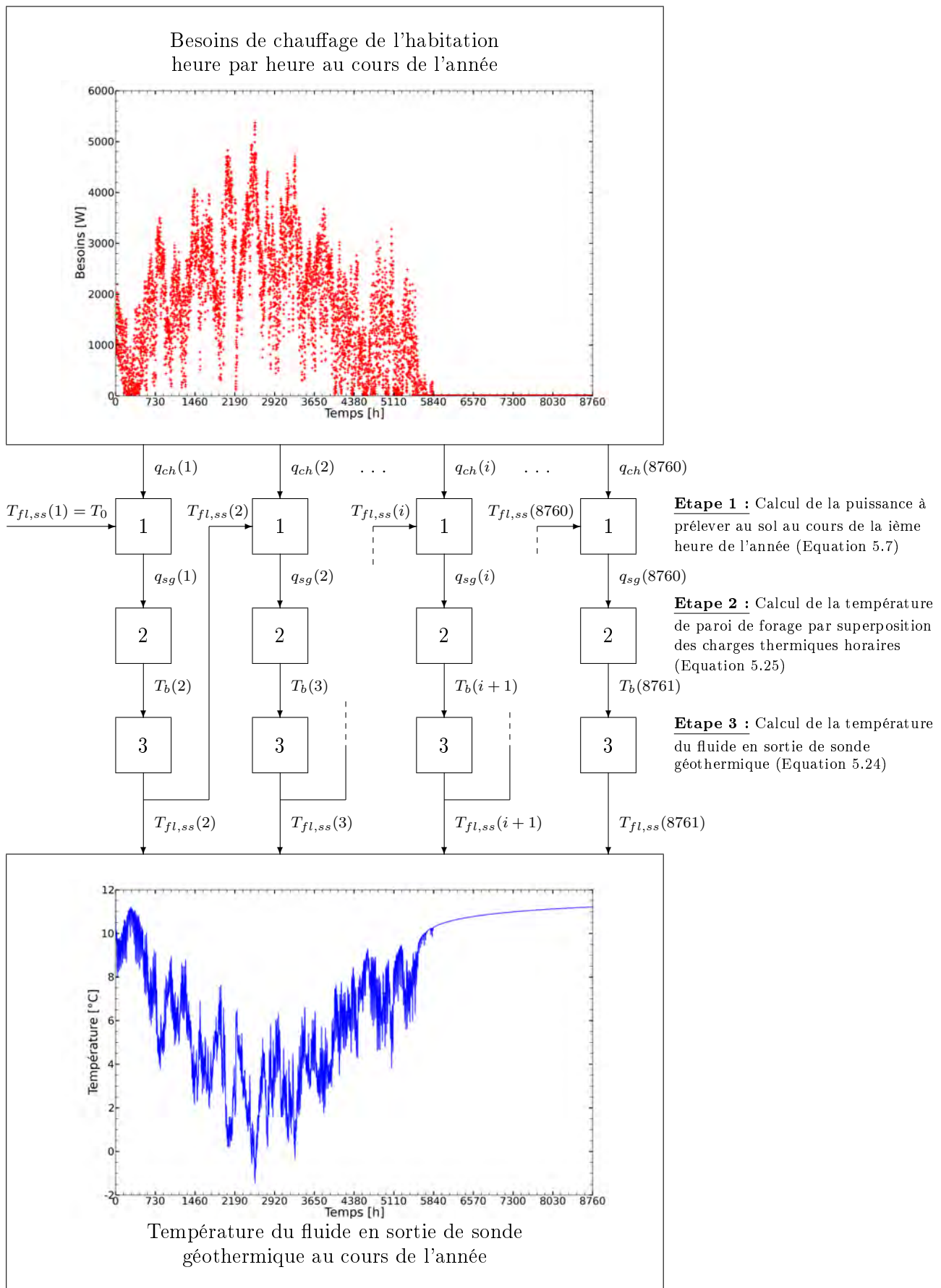


FIGURE 5.14 – Algorithme de simulation annuelle de la pompe à chaleur géothermique

5.5.2.3 Implémentation du modèle détaillé de la pompe à chaleur

L'algorithme de calcul des performances annuelles de pompe à chaleur peut être amélioré en mettant en oeuvre le modèle plus détaillé de la pompe à chaleur présenté en Partie 5.3.2. On évalue ainsi l'influence de la mise en place d'une loi d'eau pour le plancher chauffant ainsi que les baisses de performance dues au fonctionnement de la pompe à chaleur à charge partielle.

Influence d'une loi d'eau pour le plancher chauffant sur les performances de la pompe à chaleur

La loi d'eau retenue pour les simulations est celle donnée par l'équation 5.13 et présentée en Figure 5.9. La température en sortie de puits géothermique est représentée pour une pompe à chaleur avec ou sans loi d'eau sur la température d'émission de chauffage en Figure 5.15.

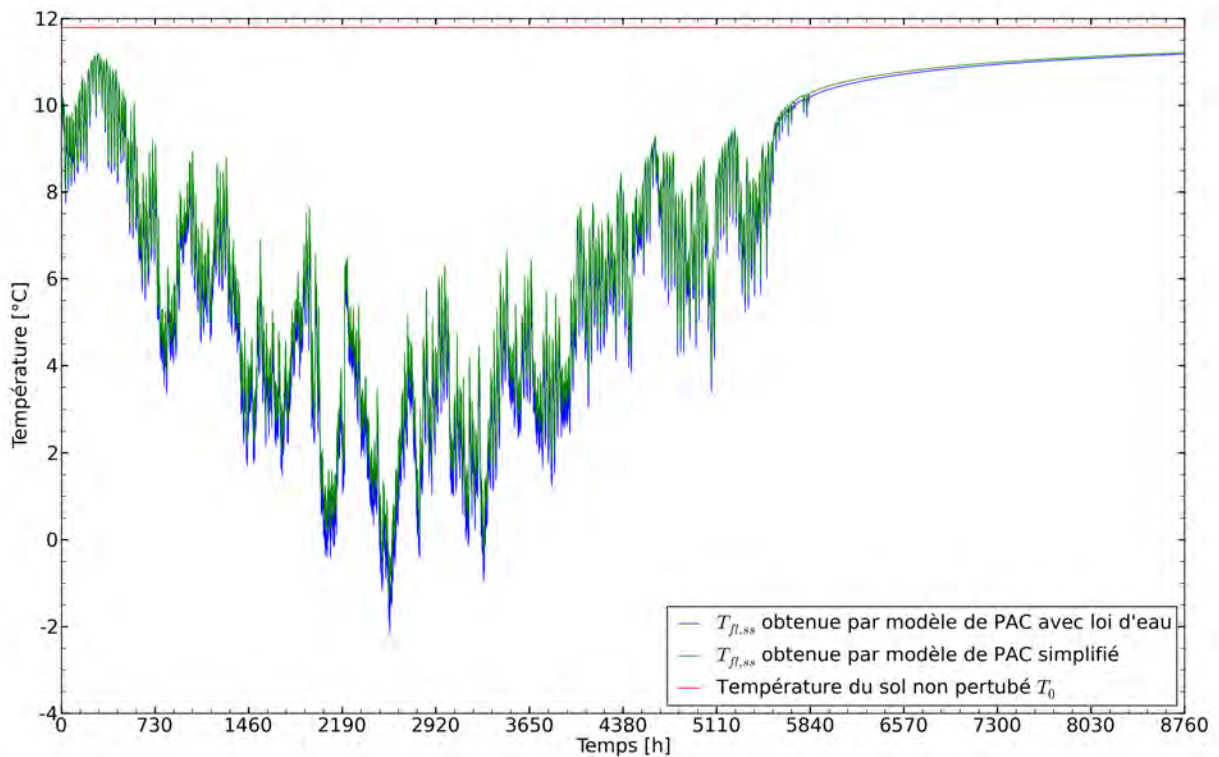


FIGURE 5.15 – Température en sortie de sonde géothermique au cours de l'année avec circuit d'émission à température d'injection constante (35°C) ou variable suivant une loi d'eau (cf Equation 5.13)

On observe sur ce graphique que la température du fluide en sortie de sonde devient légèrement inférieure lorsque la loi d'eau est mise en oeuvre. En effet, la loi d'eau permet à la pompe à chaleur de fonctionner à une température de sortie de condenseur inférieure (cette température étant fixée à 35°C dans le modèle simplifié). L'écart de température entre sources froide et chaude alors diminué, le coefficient de performance est amélioré. Cette augmentation du coefficient de performance implique qu'une part d'énergie plus importante est prélevée au sol pour un besoin de chauffage fixé. En résumé, le sous-sol est donc d'autant plus refroidi que la pompe à chaleur fonctionne bien.

Avec une loi d'eau sur le circuit d'émission, la consommation annuelle d'électricité nécessaire à l'alimentation du compresseur de la pompe à chaleur est alors de 2042 kWh et le coefficient de performance annuel vaut 5.17, soit une amélioration d'un point par rapport au fonctionnement sans loi d'eau (COP annuel de 4.22).

Influence de la dégradation du coefficient de performance à charge partielle sur les performances annuelles de la pompe à chaleur

La dégradation du fonctionnement de la pompe à chaleur à charge partielle est prise en compte par l'équation 5.16 présentée en Partie 5.3.4. Pour une pompe à chaleur avec régulation du circuit d'émission sur loi d'eau, on obtient alors une consommation annuelle d'électricité du compresseur de 2429 *kWh* et le coefficient de performance annuel est de 4.35, soit une assez nette dégradation des performances (COP égal à 5.17 sans prise en compte des effets du fonctionnement à charge partielle). Si la part d'électricité pour fournir le besoin de chauffage est plus importante, cela permet en revanche de mieux préserver le sol pour les années futures puisque moins d'énergie lui est prélevée.

Conclusion

Un algorithme de calcul horaire de performance d'une pompe à chaleur géothermique à sonde verticale a été proposé. Celui-ci permet de tester différents modèles de pompes à chaleur et de quantifier l'effet de ce choix sur la performance globale du système de chauffage. L'exemple de la mise en oeuvre ou non d'une loi d'eau sur la température de sortie du condenseur a été traité et le gain de performance annuelle a ainsi pu être quantifié.

Afin de comparer la performance d'un tel système à sonde verticale à une pompe à chaleur à échangeur géothermique horizontal, une approche similaire va être détaillée pour les systèmes à échangeurs horizontaux.

5.6 Simulation annuelle de la pompe à chaleur géothermique avec échangeur horizontal

Deux différences majeures de comportement entre un échangeur géothermique horizontal et une sonde verticale sont à noter. D'une part, la température du sol non perturbé autour de l'échangeur est sensible aux variations saisonnières de température, contrairement à la température autour d'une sonde verticale (seuls les 10 premiers mètres de profondeur étant perturbés par les variations saisonnières de température). D'autre part, la puissance échangée le long de l'échangeur peut être considérée constante sur toute la profondeur pour une sonde verticale mais est en revanche variable le long du tuyau d'un échangeur horizontal.

Afin de tenir compte de ces deux effets, un nouveau modèle d'échangeur horizontal a été développé en Partie 2.2 et validé en Chapitre 4. Ce modèle a été testé en mode "puissance imposée" et va être utilisé sous cette forme ici. La température d'entrée de modèle est ainsi obtenue par la relation suivante, q_{sol}^i étant la puissance sollicitée à l'échangeur horizontal au pas de temps i :

$$T_{fl,e}^i = T_{fl,s}^{i-1} - \frac{q_{sol}^i}{Cp_{fl}\rho_{fl}\dot{V}_{fl}} \quad (5.26)$$

La température du sol non perturbé doit quant à elle être connue à la profondeur de l'échangeur (soit 1 *m* pour notre échangeur dimensionné) et à chaque heure de l'année. Cette donnée n'étant pas aisément accessible, une méthode de calcul permettant son évaluation est proposée en Partie 5.6.1.

5.6.1 Calcul de la température du sol à la profondeur de l'échangeur

On considère afin d'évaluer la température du sol à la profondeur d'enfouissement d de l'échangeur géothermique que la température à la surface du sol est égale à la température extérieure. Le calcul de la température du sol à une profondeur z suite à un échelon de température $\Delta T = T^e - T_0$ à la surface est donné par la relation suivante donnée par Marchio et Reboux [44], le sol étant initialement à une température homogène T_0 :

$$T_{sol}(z) = (T^e - T_0) \operatorname{erfc} \left(\frac{z}{2\sqrt{a \cdot t}} \right) + T_0 \quad (5.27)$$

Les 8760 valeurs de température extérieure sont alors traitées comme une succession d'échelons de température par rapport à la température de référence que représente la température moyenne annuelle ($T_0 = 10.79^\circ \text{C}$ à Orléans). La température du sol à la profondeur z est ensuite obtenue par superposition temporelle d'échelons de température de la même manière qu'en Partie 2.2.1.3. La température du sol à chaque pas de temps Δt est alors calculée par la relation suivante :

$$T_{sol}^n(z) = (T_{ext}^0 - T_0) \operatorname{erfc} \left(\frac{z}{2\sqrt{a \cdot n\Delta t}} \right) + \sum_{k=0}^{n-2} (T_{ext}^{k+1} - T_{ext}^k) \operatorname{erfc} \left(\frac{z}{2\sqrt{a \cdot (n-k-1)\Delta t}} \right) + T_0 \quad (5.28)$$

L'historique des échelons de température n'étant pas pris en compte lors du calcul des premières heures de l'année, on effectue le calcul sur deux années types successives afin de reconstituer cet historique par une année d'initialisation.

Afin de tester la méthode, les températures de sol à 1 m de profondeur sont calculées au cours d'une année dans le climat d'Orléans. L'année commence ici encore au début de la saison de chauffage, soit au 1^{er} octobre. La température ainsi calculée est présentée en Figure 5.16 où sont également représentées les valeurs de température extérieure du fichier météo ainsi que la température calculée dans le sol lors de la première année d'initialisation. On voit ainsi qu'il est nécessaire de tenir compte de l'historique des échelons de température pendant au moins 2000 heures pour atteindre une bonne précision de calcul.

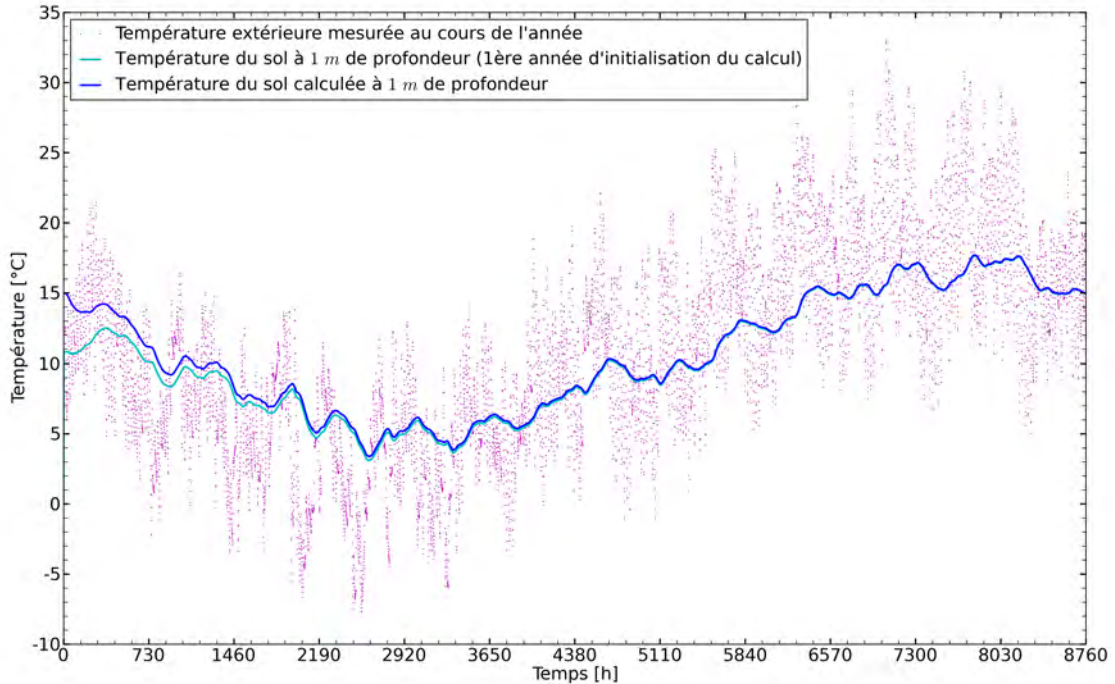


FIGURE 5.16 – Température calculée à 1 m de profondeur dans un climat orléanais avec un sol d'une diffusivité thermique de $0.9 \text{ mm}^2/\text{s}$

Une méthode permettant de déterminer la température du sol à la profondeur de l'échangeur horizontal a été proposé et donne des résultats cohérents pour l'exemple du climat orléanais.

En outre, le modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2 a été testé et permet de traduire les sollicitations d'une pompe à chaleur en termes d'échange thermique dans le sol. Il reste alors à mettre au point une méthode de calcul des performances annuelles permettant de donner des résultats comparables à ceux obtenus pour la pompe à chaleur à sonde verticale.

5.6.2 Méthode de calcul des performances annuelles

L'algorithme de calcul proposé pour les pompes à chaleur à sonde verticale n'est plus utilisable pour les échangeurs horizontaux car le modèle d'échangeur horizontal nécessite un pas de temps plus petit (60 s). La méthode de calcul doit donc fonctionner avec deux pas de temps différents, les besoins de chauffage du bâtiment étant connus à un pas de temps horaire.

On propose alors d'adapter l'algorithme de calcul des performances de la pompe à chaleur verticale en effectuant le calcul à un pas de temps de 60 s et en calculant la nouvelle valeur de puissance à prélever au sol à chaque heure de fonctionnement. L'algorithme ainsi défini est décrit par en Figure 5.17.

La courbe de température du fluide en sortie d'échangeur géothermique au bas de la Figure 5.17 correspond à l'évolution de la température obtenue dans le cas de l'exemple du bâtiment simulé à Orléans, l'échangeur horizontal étant dimensionné en 4 boucles de 96 m avec un pas d'espacement entre tuyaux de 50 cm (cf Partie 5.4.2). Le sol a par ailleurs toujours les mêmes propriétés thermiques moyennes que celles utilisées pour la simulation dynamique de la pompe à chaleur à sonde verticale ($\lambda = 2.4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ et $a = 0.9 \text{ mm}^2/\text{s}$).

Le coefficient de performance annuel obtenu dans ces conditions est de 4.39 et la température minimale du fluide en sortie d'échangeur horizontal au cours de l'année est de 0.37°C . Ce coefficient de performance est plus élevé que celui obtenue pour la pompe à chaleur à sonde verticale (4.22) dans les mêmes conditions, cela laisse supposer un surdimensionnement de l'échangeur horizontal par rapport à la sonde verticale. Ce surdimensionnement est effectivement confirmé par le faible écart entre la courbe de température du sol non perturbé à 1 m de profondeur et la température de sortie d'échangeur tout au long de l'année. La conductivité du sol étant de $2.4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, on aurait pu considérer lors du dimensionnement d'une bonne conductivité thermique pour un sol superficiel et non d'une conductivité moyenne. Cela aurait eu une conséquence notable sur la surface d'échangeur puisque le ratio de dimensionnement serait passé de 20 à $30 \text{ W}/\text{m}^2$.

Une méthode a été mise au point et permet d'obtenir les mêmes résultats que la méthode de calcul de performance de pompe à chaleur à sonde verticale précédemment exposée. On obtient ainsi en sortie de modèle les températures de sortie et d'entrée d'échangeur géothermique horizontal, ainsi que le coefficient de performance annuel. Les performances énergétiques annuelles d'un échangeur horizontal peuvent alors aisément être comparées à celle d'une sonde verticale dans une configuration identique.

5.6.3 Influence de la loi d'eau sur les performances de la pompe à chaleur à échangeur horizontal

De la même manière que pour la pompe à chaleur à sonde verticale, on souhaite comparer les performances de la pompe à chaleur lors de la mise en place d'une loi d'eau sur la température d'émission de chauffage. On calcule alors les puissances échangées avec les pompes à chaleur suivant l'algorithme de la Figure 5.17, à la différence près que la puissance prélevée au sol est calculée cette fois à l'étape 1 par la relation 5.15 établie en Partie 5.3.3.

La température du fluide en sortie d'échangeur au cours de l'année est représentée en Figure 5.18. On observe que la température du fluide en sortie d'échangeur géothermique est très légèrement inférieure lorsque la température de sortie du condenseur est régulée par loi d'eau. De la même manière que pour la sonde verticale, cet effet s'explique par une amélioration du coefficient de la pompe à chaleur grâce à la loi d'eau impliquant un prélèvement d'énergie plus important au sol. On constate effectivement une nette augmentation du coefficient de performance annuel qui vaut 5.44 dans ces conditions. La température minimale du fluide en sortie d'échangeur géothermique au cours de l'année est donc légèrement plus faible, elle est de $0.19^\circ C$ alors qu'elle valait $0.37^\circ C$ sans loi d'eau.

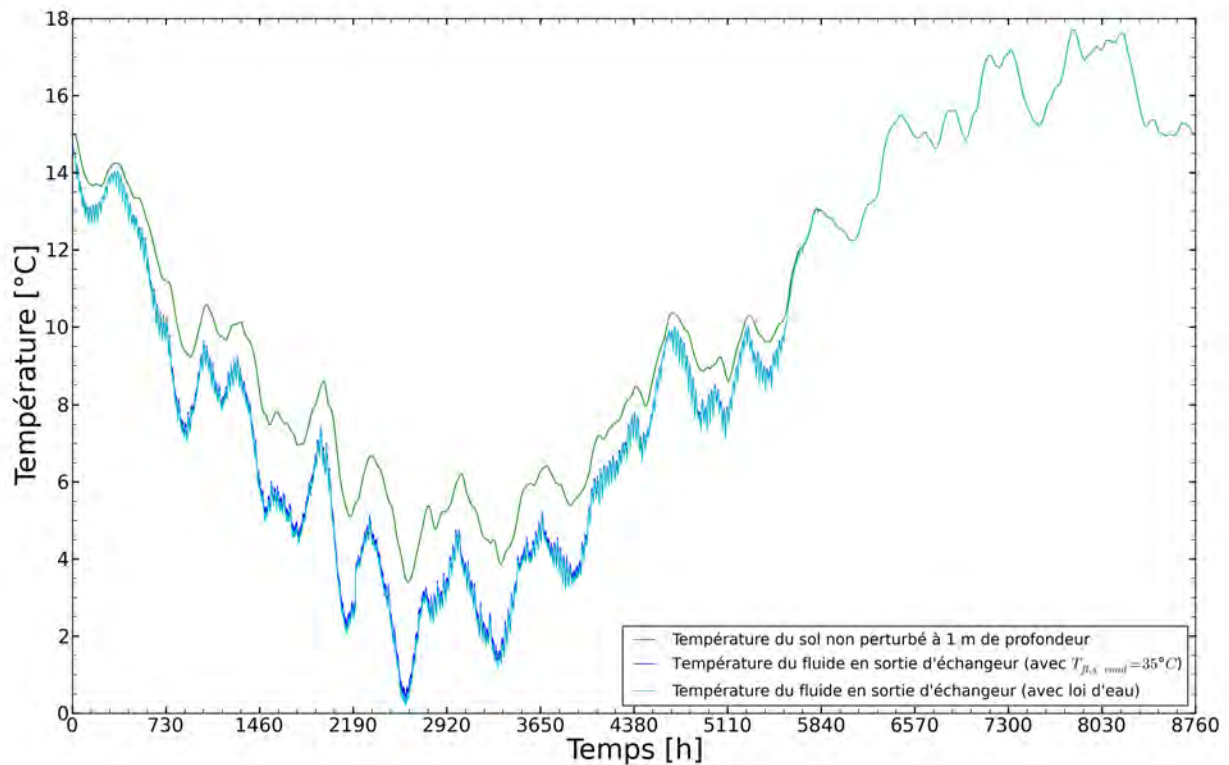


FIGURE 5.18 – Température du fluide en sortie d'échangeur horizontal au cours de l'année avec et sans loi d'eau sur la température de sortie du condenseur

Conclusion

Dans ce dernier chapitre une méthode de calcul des performance annuelles de pompes à chaleur géothermiques a été proposée. Cette méthode a été énoncée sous deux formes : l'une adaptée aux sondes verticales et l'autre spécifique aux échangeurs horizontaux et mettant en oeuvre le modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 2. Cette méthode permet d'intégrer différents modèles de pompes à chaleur plus ou moins détaillés et on peut ainsi mesurer l'influence d'une amélioration technologique de la pompe à chaleur sur la performance énergétique annuelle du système de chauffage. Enfin, cette méthode de calcul a été testé sur l'exemple d'un bâtiment résidentiel type modélisé, sur un terrain ayant des propriétés thermiques moyennes et dans un climat orléanais. Les résultats obtenus pour cet exemple sont cohérents et confirment le fonctionnement opérationnel de la méthode.

Conclusion générale

Les pompes à chaleur géothermiques permettent d'obtenir des coefficients de performance intéressants impliquant de faibles besoins en énergie primaire et des rejets réduits de gaz à effet de serre (particulièrement en France où l'électricité produite est essentiellement d'origine nucléaire). Or, malgré leurs performances énergétiques avantageuses, ces systèmes sont relativement peu déployés sur le territoire. D'un point de vue technique, cela peut en partie s'expliquer par la difficulté à prédire correctement leurs performances et donc de situer précisément ces systèmes en termes de performance énergétique par rapport aux autres systèmes de chauffage.

L'objet principal de cette thèse a alors été de développer un modèle de calcul précis des performances énergétiques annuelles de pompes à chaleur résidentielles. Ce modèle de calcul a été décliné en deux versions : l'une pour les pompes à chaleur à sonde verticale et l'autre consacrée aux pompes à chaleur à échangeurs géothermiques horizontaux.

Dans le premier chapitre, un état de l'art des différents modèles d'échangeurs géothermiques verticaux et horizontaux a été effectué afin d'identifier ceux pouvant être couplés à des modèles de pompes à chaleur pour des simulations dynamiques. Cette revue de bibliographie a permis de mettre en évidence un manque concernant les échangeurs horizontaux, aucun modèle n'étant capable de répondre au besoin d'une représentation détaillée des échanges thermiques dans le sol avec un faible temps de calcul.

Le deuxième chapitre a consisté en une mise au point de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux opérationnels pour la modélisation dynamique de pompes à chaleur géothermiques. Les modèles analytiques de sondes verticales retenus lors de la revue de bibliographie ont été comparés entre eux et leurs domaines d'utilisation respectifs ont été précisés. Cette étude montre que pour des durées de sollicitation thermique de quelques heures ou moins, seul le modèle de source cylindrique infinie donne des résultats satisfaisants. Ce modèle a donc été préféré pour les simulations à pas de temps horaire. Concernant les échangeurs horizontaux, un nouveau modèle a été développé sous deux variantes : une première simplifiée permettant les calculs sur de courtes durées de sollicitation du sol (jusqu'à quelques heures) et une seconde plus détaillée utilisable pour des sollicitations sur de plus longues durées (de plusieurs heures à quelques années). La version simplifiée ne prend en compte ni l'effet de la surface du sol, ni les interactions entre tuyaux adjacents sur les échanges thermiques autour du tuyau. Il a été montré par la version détaillée du modèle que ces interactions thermiques ne sont plus négligeables à partir de quelques heures voire plusieurs dizaines d'heures suivant le niveau de la sollicitation de l'échangeur et l'espacement entre les tuyaux adjacents. Par ailleurs, l'impact des différents paramètres sur les performances de l'échangeur horizontal a été évalué et il en ressort que la conductivité thermique du terrain est bien le paramètre le plus influent sur les performances. Ce paramètre est effectivement généralement pris comme critère principal de dimensionnement des échangeurs géothermiques aussi bien verticaux qu'horizontaux.

Le troisième chapitre a été consacré à la présentation de la plate-forme de tests d'échangeurs géothermiques mise en place à Orléans parallèlement à cette thèse. Après la mise en fonctionnement de cette plate-forme, la régulation thermodynamique a été mise au point et les différents dispositifs de mesure ont été testés, puis étalonnés et calibrés lorsque cela s'est avéré nécessaire. Un dispositif novateur de mesure de température répartie par fibre optique a également été expérimenté et calibré. Celui-ci permet alors d'obtenir une mesure de température moyenne sur chaque mètre de fibre

optique avec une précision de $\pm 0.3^{\circ}C$. Des câbles optiques ont été déroulés le long des tuyaux d'échangeur horizontal et permettent ainsi de mesurer la température du sol à la paroi de ces tuyaux.

Le quatrième chapitre a présenté la mise en place et l'exécution d'un essai de validation du modèle d'échangeur horizontal développé au chapitre 3. Des méthodes directes et indirectes ont permis de déterminer les valeurs des différents paramètres du modèle d'échangeur lors de l'essai. Les prévisions du modèle ont ainsi pu être confrontées aux résultats expérimentaux. La température du fluide en sortie d'échangeur et la température du sol le long de l'échangeur mesurées ont été comparées aux valeurs calculées par le modèle. Pour ce qui concerne la température du sol le long du tuyau, les valeurs mesurées et calculées sont comprises dans un intervalle de $\pm 2^{\circ}C$. La mesure est cependant difficilement interprétable, le positionnement de la fibre optique le long du tuyau de l'échangeur étant assez imprécis. La mesure de la température du fluide donne en revanche de très bons résultats : après les premières heures de l'essai où les valeurs de température ont un écart d'environ $3^{\circ}C$ avec la température calculée, la température mesurée se rapproche de la courbe du modèle et l'écart se réduit rapidement à moins de $1^{\circ}C$. Les incertitudes sur les mesures des paramètres du modèle expliquant largement ces écarts, cet essai permet de valider le modèle dans une bonne approximation.

Enfin, le dernier chapitre a détaillé une méthode de calcul de performance annuelle de pompe à chaleur géothermique résidentielle à échangeur horizontal ou vertical. Les modèles proposés au chapitre 2 ont été mis en application en couplage avec différents modèles plus ou moins élaborés de pompes à chaleur et ont permis de déterminer précisément le coefficient de performance annuel de tels systèmes. L'exemple du chauffage par pompe à chaleur géothermique d'un bâtiment résidentiel type a été traité avec des échangeurs horizontaux et verticaux. On constate alors qu'avec un dimensionnement standard des échangeurs géothermiques les coefficients de performance annuels obtenus sont comparables pour les sondes verticales et les échangeurs horizontaux, avec un léger avantage pour les échangeurs horizontaux. Ce résultat plutôt surprenant s'explique par l'analyse des courbes de température du fluide en sortie d'échangeur qui montrent que le dimensionnement de l'échangeur horizontal est sensiblement plus large que celui de la sonde verticale. On constate ainsi que le dimensionnement des échangeurs impacte de manière prépondérante les performances énergétiques annuelles de la pompe à chaleur.

En résumé, une méthode détaillée de calcul du coefficient de performance annuelle de pompes à chaleur géothermiques résidentielles à échangeurs horizontaux ou verticaux a été proposée. Cette méthode permet de comparer avec précision la performance énergétique d'un échangeur géothermique horizontal par rapport à une sonde verticale dans un contexte similaire.

Perspectives

Cette thèse a permis de donner des résultats intéressants concernant le bilan énergétique de pompes à chaleur résidentielles à échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux. Cela ouvre de nombreuses autres perspectives de travail :

Le modèle de sonde verticale utilisé dans cette thèse ne prend pas en compte l'impact de couches géologiques avec des propriétés thermiques distinctes suivant la profondeur. Il paraît intéressant de proposer un modèle tenant compte de cet effet et de l'intégrer à la méthode de calcul de performance annuelle.

Le modèle d'échangeur horizontal prend en compte les conditions d'échange thermique à la surface du sol simplement au travers d'une condition de température de surface constante. Celui-ci pourrait être amélioré en modélisant plus finement les échanges thermiques à la surface du sol. La plate-forme expérimentale du BRGM permettrait alors d'effectuer des essais de validation, celle-ci disposant de zones de pelouse plus ou moins ensoleillées et étant équipée de dispositifs de mesures de rayonnement et de pluviométrie.

De nouveaux types d'échangeurs dits "compacts" font leur apparition sur le marché, il serait judicieux d'en proposer un modèle sur des bases similaires au modèle d'échangeur horizontal développé et de l'intégrer à la méthode de calcul de performance annuelle proposée. Cela permettra ainsi de positionner le niveau de performance énergétique annuelle de ces échangeurs par rapport aux sondes verticales et aux échangeurs horizontaux. De plus, la plate-forme expérimentale du BRGM a déjà été dotée d'échangeurs géothermiques de ce type et permettrait de valider le modèle proposé.

L'implantation du modèle d'échangeur horizontal développé dans cette thèse dans un logiciel de simulation dynamique du bâtiment tel que TRNSYS permettrait d'étendre son utilisation en couplage avec d'autres types de systèmes et de bâtiments.

La méthode de calcul de performance annuelle pourrait permettre d'établir de nouveaux critères de dimensionnement plus détaillés que ceux utilisés actuellement, notamment pour les échangeurs horizontaux. La méthode proposée permet effectivement d'obtenir facilement la température minimale atteinte au cours de l'année à l'entrée de l'évaporateur garantissant un coefficient de performance minimal de la pompe à chaleur. Une feuille de calcul a déjà été proposée pour le dimensionnement des sondes verticales parallèlement à cette thèse [48], un outil similaire pourrait être développé pour les échangeurs horizontaux.

Enfin, cette méthode de calcul ouvre également des perspectives en termes d'évaluations technico-économiques. Grâce à cette méthode, le coefficient de performance annuel est obtenu de manière précise en fonction du dimensionnement de l'échangeur, on peut ainsi évaluer le retour sur investissement d'un mètre de forage supplémentaire ou d'une augmentation de la superficie d'échangeur horizontal.

Annexe A

Résolution par différences finies du problème de la source cylindrique infinie avec condition de Newton à la paroi

Le but de cette annexe est de proposer une résolution du problème de la source cylindrique infinie avec condition de Newton traduisant les échanges thermiques dans le sol autour d'un tuyau d'échangeur géothermique. Une solution approximée de ce problème est proposée par Baudoin [7], la résolution numérique par différences finies proposée ici permet de valider cette solution approximée dans les conditions d'utilisation du modèle d'échangeur géothermique horizontal développé au Chapitre 2.

On rappelle l'équation caractéristique adimensionnée du problème :

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial Fo} = \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial}{\partial \tilde{r}} \left(\tilde{r} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{r}} \right) \quad (\text{A.1})$$

Les conditions aux limites s'écrivent :

$$\forall Fo \in [0, +\infty[\quad \tilde{T}(\tilde{r}, Fo) \xrightarrow{\tilde{r} \rightarrow +\infty} 0 \quad (\text{A.2})$$

$$\forall Fo \in [0, +\infty[\quad \frac{1 - \tilde{T}(1, Fo)}{R_{glob}} = -2\pi\lambda \left. \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{r}} \right|_1 \quad (\text{A.3})$$

A.1 Approximation numérique des dérivées

Afin de prendre en compte la géométrie cylindrique du problème, on choisit un maillage à pas géométrique. On définit alors le pas du maillage $\rho_k = r_k - r_{k-1}$ avec $r_{-1} = 0$. Le maillage suit une progression géométrique de coefficient a tel que : $\rho_k = a^k \rho_0 = a^k r_0$.

On note afin d'alléger l'écriture : $\left. \frac{d^n \tilde{T}}{dr^n} \right|_{r_k} = \tilde{T}_k^{(n)}$ et $\tilde{T}(r_k) = \tilde{T}_k^{(0)} = \tilde{T}_k$

Le pas du maillage à l'indice $k+1$ vaut par définition : $\rho_{k+1} = a\rho_k$. Les développements de Taylor au 3^e ordre de \tilde{T} s'écrivent alors :

$$\tilde{T}_{k+1} = \tilde{T}_k + a\rho_k \tilde{T}_k^{(1)} + \frac{a^2 \rho_k^2}{2} \tilde{T}_k^{(2)} + \frac{a^3 \rho_k^3}{6} \tilde{T}_k^{(3)} \quad (\text{A.4})$$

$$\tilde{T}_{k-1} = \tilde{T}_k - \rho_k \tilde{T}_k^{(1)} + \frac{\rho_k^2}{2} \tilde{T}_k^{(2)} - \frac{\rho_k^3}{6} \tilde{T}_k^{(3)} \quad (\text{A.5})$$

Calcul de la dérivée première

D'après l'écriture des développements de Taylor, on obtient en éliminant la dérivée seconde (A.4 – a^2 A.5) :

$$\tilde{T}_{k+1} - a^2 \tilde{T}_{k-1} = (1 - a^2) \tilde{T}_k + a(1 + a) \rho_k \tilde{T}_k^{(1)} + \frac{a^2(a+1)}{6} \rho_k^3 \tilde{T}_k^{(3)}$$

D'où l'approximation au 2^e ordre de la dérivée première :

$$\tilde{T}_k^{(1)} = \frac{1}{\rho_k} \left(\frac{1}{a(1+a)} \tilde{T}_{k+1} + \frac{a-1}{a} \tilde{T}_k - \frac{a}{1+a} \tilde{T}_{k-1} \right) \quad (\text{A.6})$$

Calcul de la dérivée seconde

A l'aide des développements de Taylor au 3^e ordre on peut écrire (A.4 + a^3 A.5) :

$$\tilde{T}_{k+1} + a^3 \tilde{T}_{k-1} = (1 + a^3) \tilde{T}_k + a(1 - a^2) \rho_k \tilde{T}_k^{(1)} + \frac{a^2(1+a)}{2} \rho_k^2 \tilde{T}_k^{(2)}$$

D'où l'approximation au 3^e ordre de la dérivée seconde :

$$\tilde{T}_k^{(2)} = \frac{2}{\rho_k^2 a^2 (a+1)} \left(\tilde{T}_{k+1} - (1 + a^3) \tilde{T}_k + a^3 \tilde{T}_{k-1} \right) + \frac{2(a-1)}{\rho_k a} \tilde{T}_k^{(1)} \quad (\text{A.7})$$

A.2 Prise en compte des conditions aux limites aux extrémités du domaine maillé

A l'extrémité non contrainte (Equation A.2)

Soit n , l'indice du dernier noeud du domaine maillé.

Les développements de Taylor au 3^e ordre nous donnent :

$$\tilde{T}_{n-1} = \tilde{T}_n - \rho_n \tilde{T}_n^{(1)} + \frac{\rho_n^2}{2} \tilde{T}_n^{(2)} - \frac{\rho_n^3}{6} \tilde{T}_n^{(3)} \quad (\text{A.8})$$

$$\tilde{T}_{n-2} = \tilde{T}_n - \rho_n \left(1 + \frac{1}{a} \right) \tilde{T}_n^{(1)} + \frac{\rho_n^2 \left(1 + \frac{1}{a} \right)^2}{2} \tilde{T}_n^{(2)} - \frac{\rho_n^3 \left(1 + \frac{1}{a} \right)^3}{6} \tilde{T}_n^{(3)} \quad (\text{A.9})$$

On a alors :

$$\tilde{T}_{n-2} - \left(1 + \frac{1}{a} \right)^2 \tilde{T}_{n-1} = -\frac{1}{a} \left(2 + \frac{1}{a} \right) \tilde{T}_n + \frac{\rho_n}{a} \left(1 + \frac{1}{a} \right) \tilde{T}_n^{(1)} - \frac{\rho_n^3}{6a} \left(1 + \frac{1}{a} \right)^2 \tilde{T}_n^{(3)}$$

D'où l'approximation au 2^e ordre de la dérivée première en bordure extérieure du domaine :

$$\tilde{T}_n^{(1)} = \frac{1}{\rho_n} \left(\frac{a^2}{a+1} \tilde{T}_{n-2} - (a+1) \tilde{T}_{n-1} + \frac{2a+1}{a+1} \tilde{T}_n \right) \quad (\text{A.10})$$

On peut écrire également :

$$\tilde{T}_{n-2} - \left(1 + \frac{1}{a} \right)^3 \tilde{T}_{n-1} = -\frac{1}{a} \left(3 + \frac{3}{a} + \frac{1}{a^2} \right) \tilde{T}_n + \frac{\rho_n}{a} \left(1 + \frac{1}{a} \right) \left(2 + \frac{1}{a} \right) \tilde{T}_n^{(1)} - \frac{\rho_n^2}{2a} \left(1 + \frac{1}{a} \right)^2 \tilde{T}_n^{(2)}$$

On obtient alors l'expression suivante de la dérivée seconde au 3^e ordre :

$$\tilde{T}_n^{(2)} = -\frac{2}{\rho_n^2} \left(\frac{3a^2 + 3a + 1}{(a+1)^2} \tilde{T}_n - (a+1) \tilde{T}_{n-1} + \frac{a^3}{(a+1)^2} \tilde{T}_{n-2} \right) + \frac{2}{\rho_n} \frac{2a+1}{a+1} \tilde{T}_n^{(1)} \quad (\text{A.11})$$

A l'extrémité contrainte (Equation A.3)

$\tilde{T}_0 = \tilde{T}(1, Fo)$, la dérivée première au bord intérieur du maillage est directement obtenue à partir de l'équation A.3 par la relation suivante :

$$\tilde{T}_0^{(1)} = \frac{\tilde{T}_0 - 1}{2\pi\lambda R_{glob}} \quad (A.12)$$

On obtient l'expression de la dérivée seconde au bord intérieur du maillage en remplaçant dans l'équation A.11 ρ_n par $-\rho_1$, a par $\frac{1}{a}$ et respectivement \tilde{T}_n , \tilde{T}_{n-1} et \tilde{T}_{n-2} par \tilde{T}_0 , \tilde{T}_1 et \tilde{T}_2 :

$$\tilde{T}_0^{(2)} = -\frac{2}{\rho_1^2} \left(\frac{a^2 + 3a + 3}{(a+1)^2} \tilde{T}_0 - \frac{a+1}{a} \tilde{T}_1 + \frac{1}{a(a+1)^2} \tilde{T}_2 \right) - \frac{2(a+2)}{\rho_1(a+1)} \tilde{T}_0^{(1)} \quad (A.13)$$

A.3 Résolution de l'équation différentielle

Les approximations numériques des dérivées étant définies, le problème est résolu à l'aide du solveur LSODA de la bibliothèque de solveurs Fortran ODEPACK [31]. Les résultats obtenus avec $\lambda = 2.08 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ et $R_{glob} = 0.0745 \text{ (m}\cdot\text{K)}/W$ sont représentés en fonction du temps adimensionné Fo et du rayon adimensionné \tilde{r} en Figure A.1.

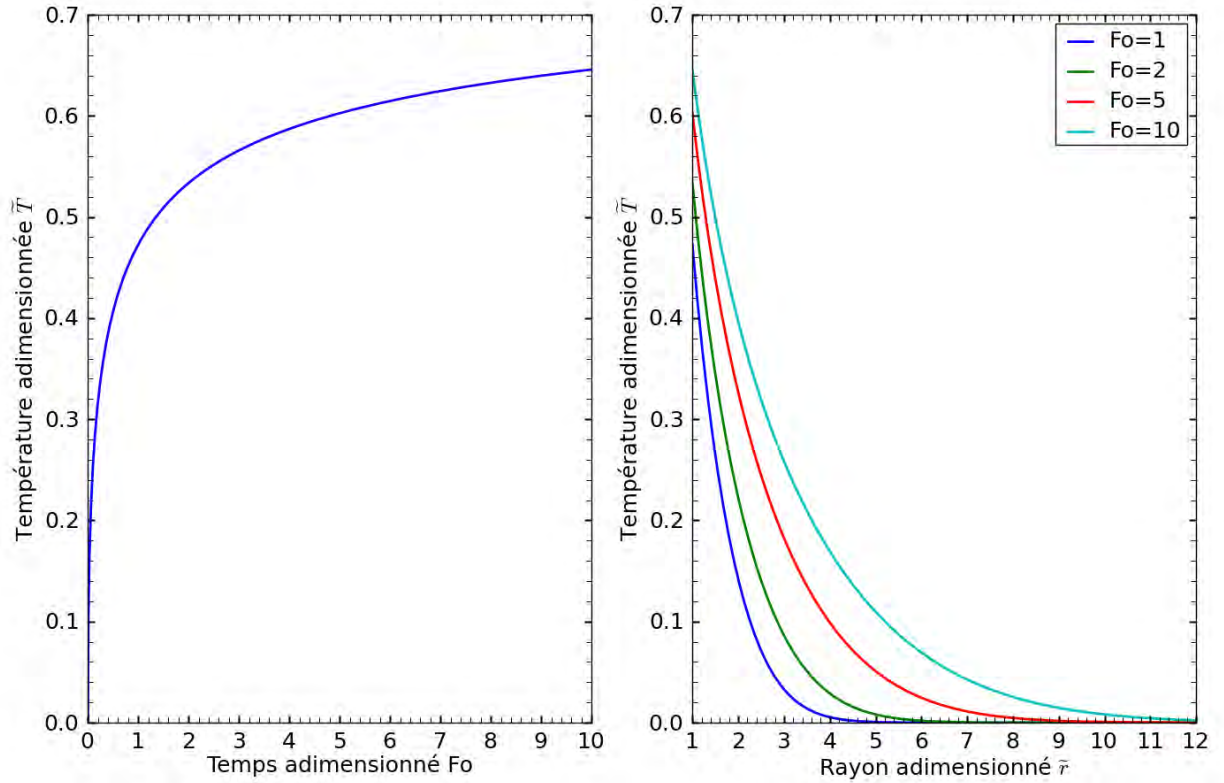


FIGURE A.1 – Réponse indicielle en température adimensionnée du sol autour d'un cylindre infini avec condition de Newton à la paroi

Annexe B

Log géologique du forage carotté de 100 m effectué sur la plate-forme expérimentale du BRGM

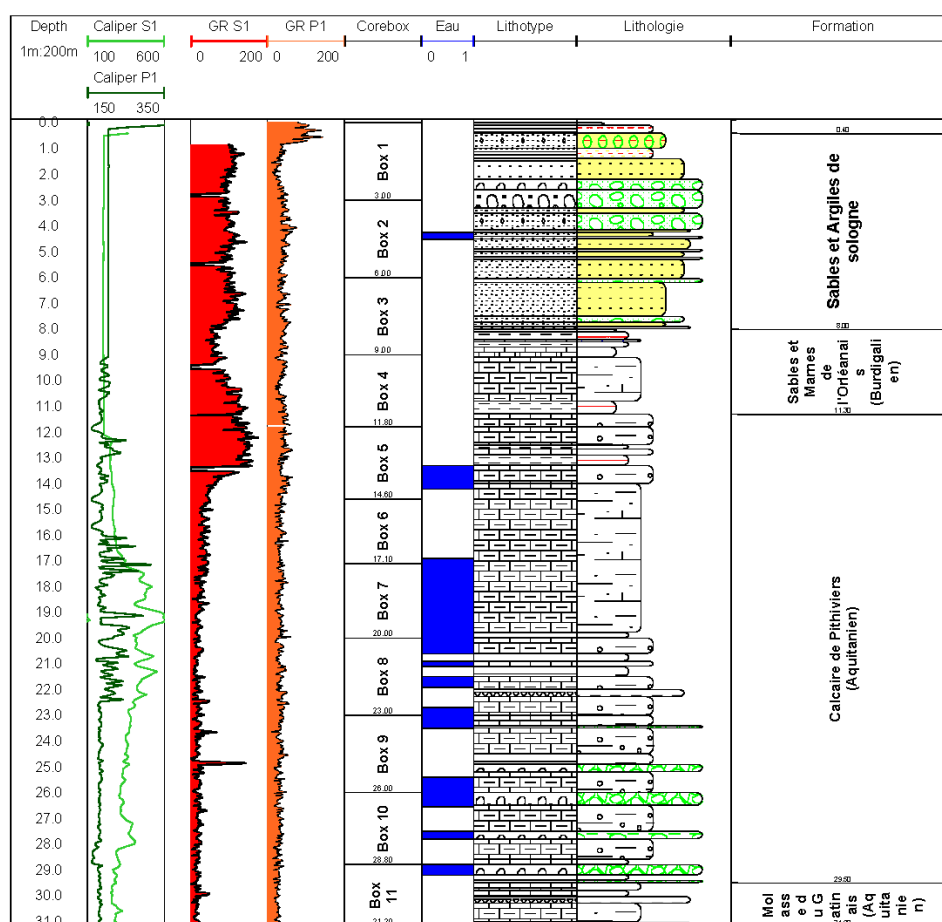


FIGURE B.1 – Log du forage carotté de 100 m sur les 31 premiers mètres

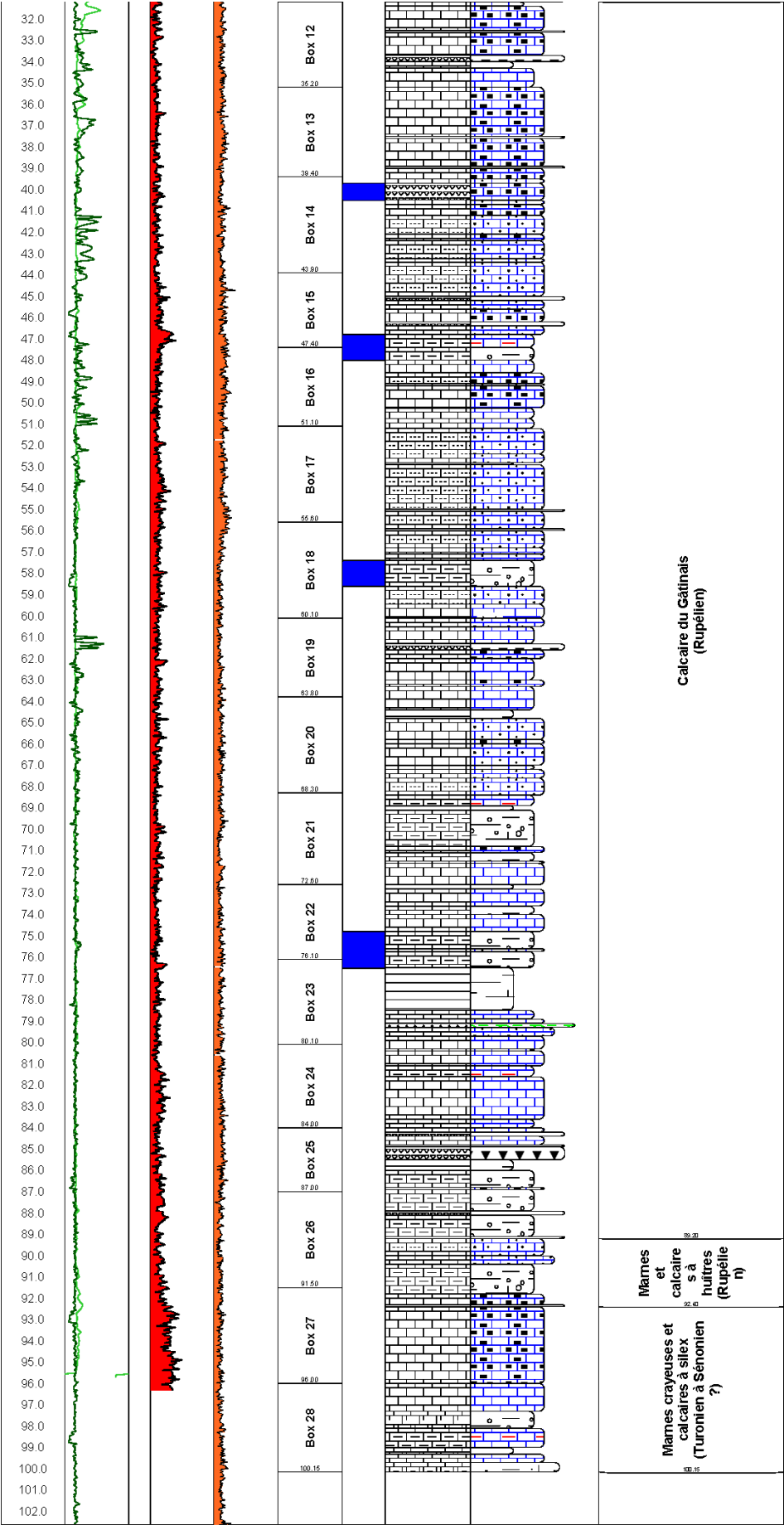


FIGURE B.2 – Log du forage carotté de 100 m de 31 à 100 m

Annexe C

Description détaillée de la maison individuelle modélisée

Le bâtiment est découpé en 5 unités thermiques (UTH) : sanitaires et salle de bains (UTH 1), salon (UTH 2), cuisine (UTH 3), chambres (UTH 4), couloirs (UTH 5). La géométrie simplifiée de la maison est décrite en Figure C.1. La hauteur sous-plafond est de 2.5 m au rez de chaussée et au 1^{er} étage, ce qui correspond à un volume habité de 340 m^3 . La maison est orientée plein sud.

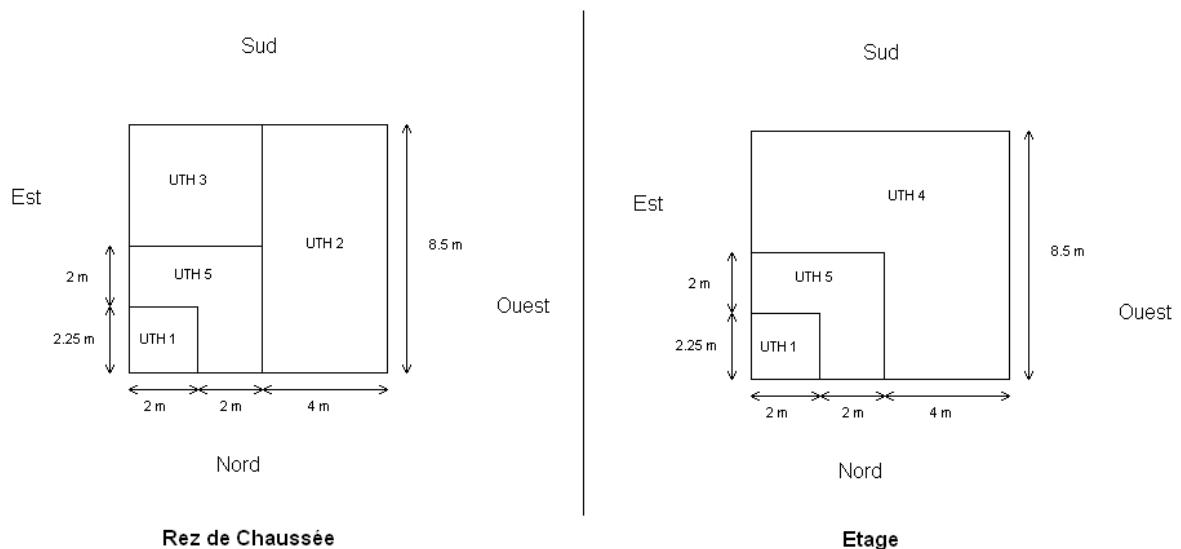


FIGURE C.1 – Plan de la maison délimitant les différentes zones thermiques

C.1 Caractéristiques thermiques des parois

Parois extérieures	Composition	U (W/m^2K)	A (m^2)
Mur extérieur	Parpaing (20 cm) Doublage placoplâtre TH38 90+10 (10 cm)	0.362	148.54
Toiture	Placoplâtre BA13 (1.3 cm) Laine de roche (24 cm)	0.165	68
Plancher bas	Béton lourd (20 cm) Polystyrène expansé (4 cm) Mortier (5 cm) Carrelage (2 cm)	0.77	68
Porte d'entrée	Bois plein (1.7 cm)	3.535	1.94
Porte secondaire	Bois léger (4.3 cm)	2.195	1.64
Fenêtres	4/16/4 Argon $g = 0.589$	1.4	12.88

Parois intérieures	Composition	U (W/m^2K)	A (m^2)
Mur intérieur	Plâtre courant (0.5 cm) Brique d'argile (5 cm) Plâtre courant (0.5 cm)	2.897	73.125
Plancher intermédiaire	Carrelage (1 cm) Mortier (5 cm) Béton lourd (4 cm) Hourdis béton (12 cm) Placoplâtre (1.3 cm)	2.683	68

Ponts thermiques	Psi (W/mK)	L (m)
Mur extérieur / Plancher bas	0.33	33
Mur extérieur / Plancher intermédiaire	0.78	33

C.2 Orientation des ouvertures et répartition par zone thermique

Unité thermique	Nombre d'ouvertures	Surface unitaire (m^2)	Orientation
Sanitaires et salle de bains	2 fenêtres	0.3	Nord
	1 fenêtre	0.57	Nord
Salon	1 porte-fenêtre	2.58	Sud
	1 fenêtre	1.25	Ouest
	1 fenêtre	1.25	Nord
Cuisine	1 porte-fenêtre	2.58	Sud
	1 porte secondaire	1.64	Est
Chambres	2 fenêtres	1.25	Sud
	1 fenêtre	1.25	Nord
Couloirs	1 fenêtre	0.3	Nord
	1 porte d'entrée	1.94	Nord

C.3 Définition des apports dans chaque zone thermique

C.3.1 Apports des personnes occupant l'habitation

On considère que chaque occupant de la maison émet une puissance constante de 120 W sous forme radiative. L'histogramme présenté en Figure C.2 décrit l'occupation de la maison au cours d'une journée type. On suppose que l'occupation de la maison suit ce profil tous les jours de l'année.

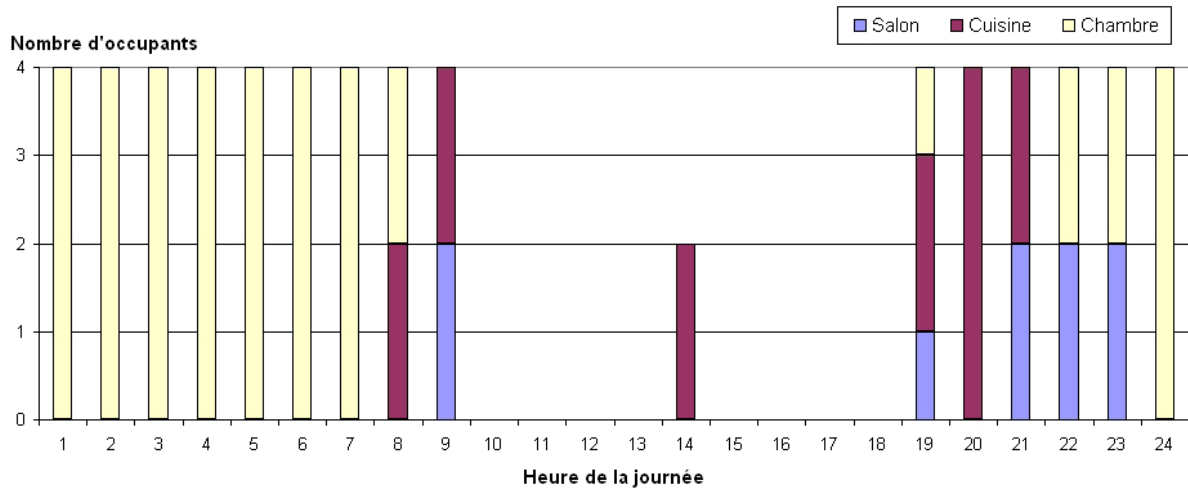


FIGURE C.2 – Profil d'occupation de la maison

C.3.2 Apports internes et éclairage

Pour chaque zone thermique, des profils de journée type ont été définis permettant de déterminer les apports internes et l'éclairage de chaque zone thermique heure par heure. On suppose lors de la simulation du bâtiment que tous les jours de l'année sont des jours type.

C.3.2.1 Sanitaires et salle de bains

On ne considère pas d'occupation dans les sanitaires et la salle de bains. Les apports internes et l'éclairage sont donc nuls dans ces espaces.

C.3.2.2 Salon

Le profil d'apports internes et d'éclairage au cours d'un jour type dans le salon est décrit en Figure C.3. La puissance d'éclairage installée est de 12 W/m^2 (puissance rayonnante). La puissance maximale apportée par le matériel hifi est de 10 W/m^2 sous forme de puissance convective.

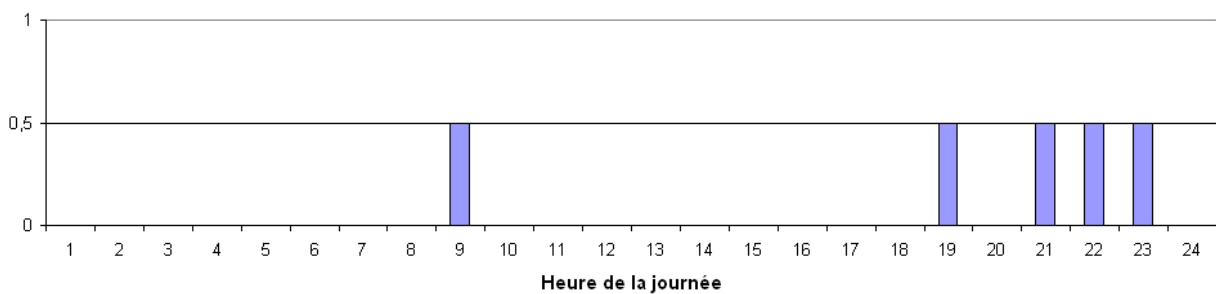


FIGURE C.3 – Apports internes et éclairage dans le salon par rapport au maximum

C.3.2.3 Cuisine

La puissance d'éclairage installée dans la cuisine est de 15 W/m^2 (puissance rayonnante). Le profil d'éclairage au cours de la journée est décrit en Figure C.4.

Le profil des apports internes dans la cuisine est décrit en Figure C.5. Les apports n'y sont jamais nuls. Cela est dû au fonctionnement permanent de certains matériels tels que le réfrigérateur. La puissance maximale de ces apports est de 45 W/m^2 sous forme de puissance convective.

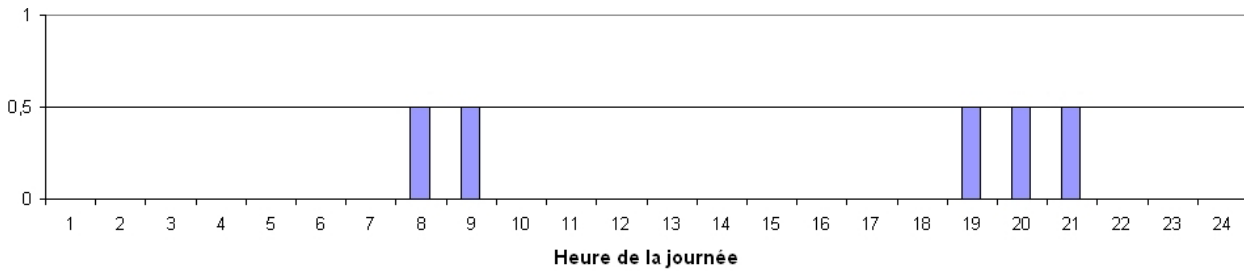


FIGURE C.4 – Profil d'éclairage de la cuisine par rapport au maximum

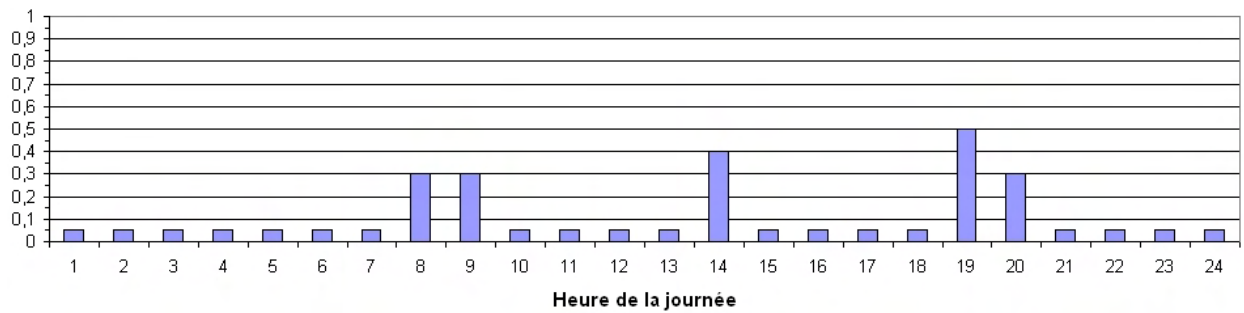


FIGURE C.5 – Profil d'apports internes dans la cuisine par rapport au maximum

C.3.2.4 Chambres

Le profil d'apports internes et d'éclairage décrit en Figure C.6 est retenu pour les chambres. La puissance d'éclairage installée est de 7 W/m^2 (puissance rayonnante) et la puissance maximale des apports (radio-réveil, chaîne hifi...) est de 4 W/m^2 , sous forme de puissance convective.

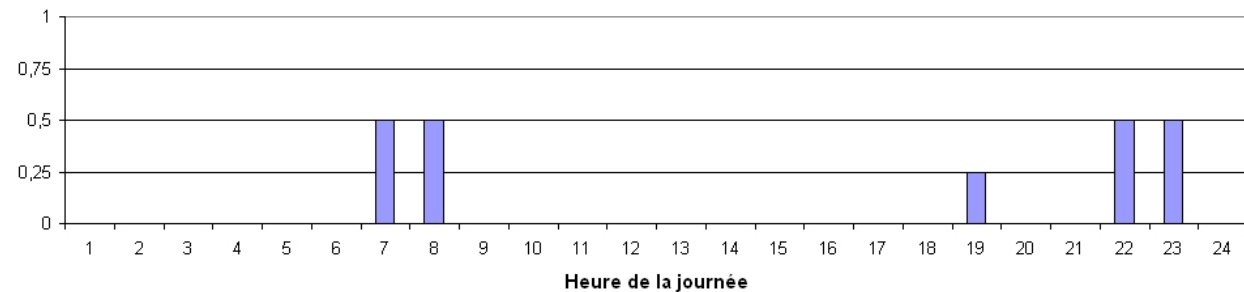


FIGURE C.6 – Apports internes et éclairage dans les chambres par rapport au maximum

C.3.2.5 Couloirs

Aucune occupation n'est considérée dans cet espace, l'éclairage et les apports internes sont nuls.

C.4 Ventilation

La ventilation est réalisée par un système à double flux sans échangeur, elle est supposée fonctionner en permanence. L'air frais est injecté dans les chambres et le salon ($64 \text{ m}^3/\text{h}$ dans le salon et $100 \text{ m}^3/\text{h}$ dans les chambres). L'air vicié est extrait dans la cuisine, les sanitaires et la salle de bains ($60 \text{ m}^3/\text{h}$ dans la cuisine et $104 \text{ m}^3/\text{h}$ dans les sanitaires et la salle de bains).

C.5 Inertie de l'espace intérieur

L'inertie thermique du mobilier est prise en compte par une valeur type de $20 \text{ kJ/m}^2\text{K}$.

Bibliographie

- [1] José ACUNA, Palne MOGENSEN et Björn PALM : Distributed thermal response test on a u-pipe borehole heat exchanger. *In Effstock Conference*, June 2009.
- [2] AFNOR : *Norme NF ENV 13005 - Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure*, Août 1999.
- [3] AFNOR : *Norme NF EN 14511 - Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération*, Septembre 2004.
- [4] AICVF : *Calcul prévisionnel des consommations d'énergie Bâtiments non-résidentiels*, chapitre 5. Collection des guides de l'AICVF, 2000.
- [5] F. ANCIAUX, S. NOURRICIER, M. FRÈRE, V. FELDHEIM, E. DUMONT et P. LYBAERT : Evaluation of underground energy storage performances in Belgium. *In ECOSTOCK Conference*, June 2006.
- [6] ASHRAE : *ASHRAE Handbook*, chapitre 32. ASHRAE, 2007.
- [7] André BAUDOIN : *Stockage intersaisonnier de chaleur dans le sol par batterie d'échangeurs baionnette verticaux : modèle de prédimensionnement*. Thèse de doctorat, Université de Reims, Mai 1988.
- [8] M. BERNIER : Ground-coupled heat pump system simulation. *ASHRAE Transactions*, 107(1): 605–616, 2001.
- [9] M. BERNIER : Closed-loop ground-coupled heat pump systems. *ASHRAE Journal*, 48(9):12–19, 2006.
- [10] Michel BERNIER, Patrice PINEL, Richard LABIB et Raphaël PAILLOT : A multiple load aggregation algorithm for annual hourly simulations of GCHP systems. *HVAC&R Research*, 10(4):471–487, 2004.
- [11] Ernesto BETTANINI, Alessio GASTALDELLO et Luigi SCHIBUOLA : Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments. *In IBPSA Conference*, August 2003.
- [12] Thierry BOULARD : Modèle analytique de chauffage du sol par tuyaux enterrés. Vérification expérimentale et complément théorique. *Revue d'Agronomie*, 4(10):945 – 955, 1984.
- [13] H. S. CARSLAW et J. C. JAEGER : *Conduction of Heat in Solids*. Oxford, 1947.
- [14] Produits chimiques du MONT BLANC : *Dossier technique sur les fluides caloporteurs MB444C, CALOP 30 et MB111*, Décembre 2006.
- [15] Produits chimiques du MONT BLANC : *Fiche produit - Fluide caloporteur MB444D*, Février 2010.
- [16] Johan CLAEISSON et Alain DUNAND : Heat extraction from the ground by horizontal pipes. Rapport technique, Institut de mécanique de Grenoble, 1983.
- [17] CSTB : *Avis technique : RYB Capteur Géothermie*, Janvier 2008.
- [18] Climalife DEHON : *Fiche descriptive Friogel Neo*, 2010.
- [19] Hakan DEMIR, Ahmet KOYUN et Galip TEMIR : Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3):224 – 233, 2009.

- [20] Decagon DEVICES : KD2 Pro - thermal properties analyzer - operator's manual, 2006.
- [21] Hikmet ESEN, Mustafa INALLI et Mehmet ESEN : Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system. *Building and Environment*, 42(3):1126 – 1134, 2007.
- [22] Hikmet ESEN, Mustafa INALLI, Mehmet ESEN et Kazim PIHTILI : Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers. *Building and Environment*, 42(10):3606 – 3615, 2007.
- [23] Per ESKILSON : *Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes*. Thèse de doctorat, University of Lund, June 1987.
- [24] FAO/IAEA AGRICULTURE AND BIOTECHNOLOGY LABORATORY : Comparison of soil-moisture sensors between neutron probe, time-domain reflectrometry and capacitance probe, March 2003.
- [25] Nicolas FLACH-MALASPINA : *Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel*. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, Octobre 2004.
- [26] Hikari FUJII : Estimation of ground thermal conductivity using optical fiber thermometers, January 2007.
- [27] Göran HELLSTRÖM : *Duct ground heat storage model, Manual for computer code*. University of Lund, March 1989.
- [28] Göran HELLSTRÖM : *Ground heat storage, thermal analyses of duct storage systems*. Thèse de doctorat, University of Lund, April 1991.
- [29] Hugh I. HENDERSON, Danny PARKER et Yu J. HUANG : Improving DOE-2's RESYS routine : user defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions. Rapport technique, Lawrence Berkeley National Laboratory, August 2000.
- [30] L.K. HENG, G. CAYCI, C. KUTUK, J.L. ARRILLAGA et P. MOUTONNET : Comparison of soil moisture sensors between neutron probe, Diviner 2000 and TDR under tomato crops. *In 19th World Congress of Soil Science*, 2002.
- [31] Alan C. HINDMARSH : Brief description of ODEPACK - a systematized collection of ODE solvers. Rapport technique, Lawrence Livermore National Laboratory, June 2001.
- [32] Mustafa INALLI et Hikmet ESEN : Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system. *Applied Thermal Energy*, 24(14-15):2219 – 2232, 2004.
- [33] L. R. INGERSOLL et H. J. PLASS : Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. *Heating, Piping and Air Conditioning*, pages 119–122, July 1948.
- [34] L. R. INGERSOLL, O. J. ZOBEL et A. C. INGERSOLL : *Heat Conduction with Engineering, Geological and other Applications*, chapitre 13, pages 248–256. Mc Graw-Hill, 1954.
- [35] ABB INSTRUMENTATION : *Débitmètre électromagnétique FXE4000 (COPA-XE/MAG-XE) - Fiche technique*, 2010.
- [36] Yves JANNOT : *Transferts thermiques*. ENSAM Bordeaux, 2003.
- [37] T. KASUDA et P.R. ARCHENBACH : Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States. *ASHRAE Transactions*, 71(1), 1965.
- [38] Stephen P. KAVANAUGH et Kevin RAFFERTY : *Ground-Source Heat Pumps : Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*, chapitre 3. ASHRAE, 1997.
- [39] M. S. KERSTEN : Thermal properties of soil. Engineering experiment station bulletin 28, University of Minnesota, Minneapolis, 2007.
- [40] Louis LAMARCHE et Benoit BEAUCHAMP : A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, 39(2):188 – 198, 2007.
- [41] Stéphanie LAPORTHE : Petit guide des pompes à chaleur géothermales. Rapport technique, CSTB, Mars 2004.

- [42] W.H. LEONG, V.R. TARNAWSKI et A. AITTO MÄKI : Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance. *International Journal of Refrigeration*, 21(8):595 – 606, 1998.
- [43] Randall J. LEVEQUE : *Finite Difference Methods for Ordinary and Partial Differential Equations - Steady-State and Time-Dependent Problems*, chapitre 10. Siam, 2007.
- [44] Dominique MARCHIO et Paul REBOUX : *Introduction aux transferts thermiques*. Mines Paris-Tech, Février 2008.
- [45] Olivier MORISOT, Stéphane ROUJOL et Dominique MARCHIO : Unité réversible sur boucle d'eau : modélisation simplifiée dans l'optique d'un calcul des consommations d'énergie d'une installation de climatisation dans un bâtiment tertiaire. Rapport technique, Ecole des Mines de Paris, Centre d'énergétique, Avril 2002.
- [46] Daniel PAHUD : *Geothermal Energy and Heat Storage*. Laboratorio di Energia, Ecologica ed Economia, Mai 2002.
- [47] Mikael PHILIPPE, Michel BERNIER et Dominique MARCHIO : Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes. *Geothermics*, 38(4):407 – 413, 2009.
- [48] Mikael PHILIPPE, Michel BERNIER et Dominique MARCHIO : Sizing calculation spreadsheet - vertical geothermal borefields. *ASHRAE Journal*, 52(7):20 – 28, 2010.
- [49] Mikael PHILIPPE, Dominique MARCHIO, Hervé LESUEUR et Alexandre VRAIN : An evaluation of ground thermal properties measure accuracy by thermal response test of horizontal ground heat exchangers. In *World Geothermal Congress*, April 2010.
- [50] M. PIECHOWSKI : *A ground coupled heat pump system with energy storage*. Thèse de doctorat, Melbourne University, 1996.
- [51] M. PIECHOWSKI : Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger : validation and sensitivity analysis. *International Journal of Energy Research*, 22:965 – 979, 1998.
- [52] Patrice PINEL : Procedure for dimensioning horizontal exchangers. Groundreach report, April 2008.
- [53] Thomas RAY YOUNG : Development, verification and design analysis of the borehole fluid thermal mass model for approximating short term borehole thermal response. Mémoire de D.E.A., Oklahoma State University, 2001.
- [54] Charles P. REMUND : Borehole thermal resistance : Laboratory and field studies. *ASHRAE Transactions*, 105(1):439 – 445, 1999.
- [55] Manfred REUSS et Burkhard SANNER : Design of closed loop heat exchangers. In *International Summer School on Direct Application of Geothermal Energy*, 2000.
- [56] RYB : *Fiche technique - Systèmes de capteurs pour la géothermie*, Janvier 2008.
- [57] JUMO RÉGULATION : *JUMO dTRANS T03 BU, TU - Convertisseur de mesure analogique 3 fils avec réglage numérique*, 2009.
- [58] Keiichi SAKAGUCHI et Nobuo MATSUSHIMA : Temperature logging by the distributed temperature sensing technique during injection tests. In *World Geothermal Congress*, 2000.
- [59] Burkhard SANNER : Shallow geothermal energy. *Geo-Heat Center Bulletin*, June 2001.
- [60] SIA : Grundlagen zur nutzung der untiefen erdwärme - SIA dokumentation d0136, 1996.
- [61] Matthew G. SUTTON, Rick J. COUVILLION, Darin W. NUTTER et Ralph K. DAVIS : An algorithm for approximating the performance of vertical bore heat exchangers installed in a stratified geological regime. *ASHRAE Transactions*, 108(2):177 – 184, 2002.
- [62] SENTEK Sensor TECHNOLOGIES : *Diviner 2000 - Portable Soil Moisture Monitoring Solution - User Guide Version 1.5*, 2009.
- [63] Jeff W. THORNTON, Timothy P. MCDOWELL, John A. SHONDER, Patrick J. HUGHES, Daniel PAHUD et Göran A. J. HELLSTRÖM : Residential vertical geothermal heat pump system models : Calibration to data. *ASHRAE Transactions*, 103(2):660 – 674, 1997.

- [64] VDI Gesellschaft (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE) : VDI 4640 - richtlinie, thermische nutzung des untergrundes, erdgekoppelte wärmepumpen, 1998.
- [65] Cenk YAVUZTURK : *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*. Thèse de doctorat, Oklahoma State University, December 1999.
- [66] Heyi ZENG, Nairen DIAO et Zhaohong FANG : Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(23):4467 – 4481, 2003.

Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels

Résumé : Le déploiement des pompes à chaleur géothermiques sur le territoire national représente un important potentiel de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Afin de le favoriser il est nécessaire de comparer précisément les performances annuelles des pompes à chaleur géothermiques aux autres systèmes de chauffage et ce en fonction des caractéristiques du bâtiment, du climat et du sol rencontrés. Dans ce contexte, cette thèse vise à élaborer un modèle précis et fonctionnel de calcul des performances énergétiques annuelles de pompes à chaleur à échangeurs géothermiques horizontaux ou verticaux.

Après un état de l'art des différents modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux existants, des modèles de sondes verticales utilisables pour des simulations dynamiques sont identifiés et leurs domaines de validité sont précisés. Un modèle d'échangeur horizontal semi-analytique décliné en deux versions adaptées respectivement à des courtes et longues durées de sollicitations thermiques est ensuite développé. Un dispositif expérimental est alors mis au point bénéficiant d'une technique novatrice de mesure répartie de température du sol par fibre optique. Un essai de validation du modèle d'échangeur horizontal est ainsi réalisé et permet de confirmer la pertinence de ce dernier.

Enfin une méthode de calcul du coefficient de performance annuel est développée pour une pompe à chaleur à échangeur horizontal ou vertical. L'application de cette méthode à un bâtiment type dans un climat orléanais permet d'éprouver la méthode avec de premiers résultats prometteurs.

Mots clés : *Echangeur géothermique horizontal, Sonde géothermique verticale, Pompe à chaleur, Chauffage de bâtiments résidentiels*

Development and experimental validation of vertical and horizontal ground heat exchangers for residential buildings heating

Abstract: The increasing use of geothermal heat pumps on the French territory represents an important reduction potential of greenhouse gases emissions. To encourage this trend, it is necessary to accurately assess the annual performances of geothermal heat pumps in comparison with the other existing heating systems. In such a context, this thesis aims to establish a precise and functional model for calculating the annual energy performances of geothermal heat pumps with horizontal or vertical ground heat exchangers.

After a literature review of horizontal and vertical ground heat exchangers models, the geothermal borehole models more adapted to dynamic simulations are identified and their validity ranges are reported. Concerning the horizontal ground heat exchangers, we could not find any suitable model for our purposes. A semi-analytical model, is then developed in two versions for two different time ranges of heat exchanges. To evaluate the model, an experimental set-up, equipped with an innovative device permitting a distributed temperature measurement by optical fibers is installed. A validation test elaborated and applied on the horizontal ground heat exchanger model allows to confirm its relevance.

Finally, a calculation method of the seasonal performance factor is developed for heat pumps equipped with horizontal or vertical ground heat exchangers. The application of this method to a typical residential building in the climate of Orléans gives promising results.

Keywords: *Horizontal ground heat exchanger, Geothermal borehole, Heat pump, Residential buildings heating*

